Eliel Eduardo Montijo Valenzuela
Carlos Hector Castro Huerigo
Flor Ramirez Torres
Aureliano Ceron Franco

Diseño, modelado y simulación fluidodinâmica

de bomba centrífuga para flujo incompresible

Atena Editora
Ano 2023

Eliel Eduardo Montijo Valenzuela
Carlos Hector Castro Huerigo
Flor Ramirez Torres
Aureliano Ceron Franco

Diseño, modelado y simulación fluidodinâmica

de bomba centrífuga para flujo incompresible

Atena Editora
Ano 2023

CIÊNCIAS EXATAS E DA TERRA E ENGENHARIAS

Editora chefe
Profª Drª Antonella Carvalho de Oliveira
Editora executiva
Natalia Oliveira
Assistente editorial
Flávia Roberta Barão
Bibliotecária
Janaina Ramos
Projeto gráfico
Bruno Oliveira
Camila Alves de Cremo
Luiza Alves Batista
Imagens da capa
iStock
Edição de arte
Luiza Alves Batista

Todos os manuscritos foram previamente submetidos à avaliação cega pelos pares, membros do Conselho Editorial desta Editora, tendo sido aprovados para a publicação com base em critérios de neutralidade e imparcialidade acadêmica.

A Atena Editora é comprometida em garantir a integridade editorial em todas as etapas do processo de publicação, evitando plágio, dados ou resultados fraudulentos e impedindo que interesses financeiros comprometam os padrões éticos da publicação. Situações suspeitas de má conduta científica serão investigadas sob o mais alto padrão de rigor acadêmico e ético.

CIÊNCIAS EXATAS E DA TERRA E ENGENHARIAS

CIÊNCIAS EXATAS E DA TERRA E ENGENHARIAS

Diseño, modelado y simulación fluidodinámica de bomba centrífuga para flujo incompresible

Diagramação: Camila Alves de Cremo
Correção: Yaiddy Paola Martinez
Indexação: Amanda Kelly da Costa Veiga
Revisão: Os autores
Autores: Eliel Eduardo Montijo Valenzuela
Castro Huerigo Carlos Hector
Ramirez Torres Flor
Ceron Franco Aureliano

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

D611 Diseño, modelado y simulación fluidodinámica de bomba centrífuga para flujo incompresible / Montijo Valenzuela Eliel Eduardo, Castro Huerigo Carlos Hector, Ramirez Torres Flor, et al. - Ponta Grossa - PR, 2023.

Otro autor
Ceron Franco Aureliano

Formato: PDF
Requisitos de sistema: Adobe Acrobat Reader
Modo de acesso: World Wide Web
Inclui bibliografia
ISBN 978-65-258-0901-4
DOI: https://doi.org/10.22533/at.ed.014230302

1. Bombas centrífugas. I. Valenzuela, Eliel Eduardo Montijo. II. Hector, Castro Huerigo Carlos. III. Flor, Ramirez Torres. IV. Título.

CDD 621.67

Elaborado por Bibliotecária Janaina Ramos – CRB-8/9166

Atena Editora
Ponta Grossa – Paraná – Brasil
Telefone: +55 (42) 3323-5493
www.atenaeditora.com.br
contato@atenaeditora.com.br

DECLARAÇÃO DOS AUTORES

Os autores desta obra: 1. Atestam não possuir qualquer interesse comercial que constitua um conflito de interesses em relação ao conteúdo publicado; 2. Declaram que participaram ativamente da construção dos respectivos manuscritos, preferencialmente na: a) Concepção do estudo, e/ou aquisição de dados, e/ou análise e interpretação de dados; b) Elaboração do artigo ou revisão com vistas a tornar o material intelectualmente relevante; c) Aprovação final do manuscrito para submissão.; 3. Certificam que o texto publicado está completamente isento de dados e/ou resultados fraudulentos; 4. Confirmam a citação e a referência correta de todos os dados e de interpretações de dados de outras pesquisas; 5. Reconhecem terem informado todas as fontes de financiamento recebidas para a consecução da pesquisa; 6. Autorizam a edição da obra, que incluem os registros de ficha catalográfica, ISBN, DOI e demais indexadores, projeto visual e criação de capa, diagramação de miolo, assim como lançamento e divulgação da mesma conforme critérios da Atena Editora.

DECLARAÇÃO DA EDITORA

SUMÁRIO

RESUMEN

En este trabajo, se realiza el diseño, modelado y simulación de una bomba centrífuga, analizando las etapas del diseño y guiando al lector por bibliografía y metodologías sugeridas, con base en los parámetros de aplicación de un proyecto real. El trabajo empieza con la revisión de literatura de diseño de bombas centrífugas y sobre antecedentes del uso de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés). Posteriormente se continua con el diseño de los elementos que compondrán la bomba utilizando el marco teórico para posteriormente construir el modelo 3D en un software de Diseño Asistido por Computadora (CAD, por sus siglas en inglés). Al finalizar se realizan las simulaciones pertinentes dentro de software comercial de CFD, donde se obtendrán los resultados pare ser analizados y poder justificar la metodología unificada de diseño teórico y computacional. En esta investigación se diseñó un modelo tridimensional con base a los criterios de diseño de una bomba centrífuga y el uso del software *Solidworks*, misma que fue validadas bajo consideraciones específicas de las propiedades del fluido (presión y velocidad) utilizando herramientas de Mecánica de Fluidos Computacional con *ANSYS Fluent* y *Solidworks FlowSimulation,* obteniendo en el proceso una metodología sinérgica entre la teoría con las herramientas computacionales, permitiendo al lector un mejor entendimiento del proceso de diseño de una bomba centrífuga.

INTRODUCCIÓN

Una gran parte de la ingeniería gira en torno a máquinas, que toman una forma de energía y la canalizan para ser utilizada con algún beneficio, como lo es una bomba centrífuga, que toma energía mecánica rotacional y la imparte a un fluido con la finalidad de proporcionar la energía necesaria para el flujo dentro de un sistema de bombeo, ya sea para distribuir un líquido, asegurar su circulación o simplemente transportarlo.

La evolución de los sistemas de bombeo se dio debido a diferentes necesidades que debían ser resueltas, variantes en el tiempo al igual que las soluciones propuestas. Un ejemplo es el control de recursos hídrico tanto para el mantenimiento y consumo humano, como para el desarrollo de la agricultura y la ganadería, presentes desde las primeras civilizaciones. Se estima, que probablemente la primera máquina de elevación de agua data del 2500 a.C. construida en Egipto (Hill, 1996). El segundo sistema es el tornillo de Arquímedes en el siglo III a.C., utilizado para elevar agua en pequeñas alturas suministrando un gran caudal (Landels, 2000). El tercer sistema utilizado, según Hill (1996), es el *tympanon*, destinado a transportar agua en alturas no muy elevadas y utilizado por los griegos mediante impulso por fuerza humana en el siglo III a.C. En cuanto a máquinas complejas para el transporte de agua, se tiene a la *Sãqiya*, construida por una cadena de cubos o jarros conducida por un par de ruedas dentadas para transformar el movimiento de horizontal a vertical (Hill, 1996), esta máquina data del siglo III a.C., podía funcionar con la fuerza de animales y era efectiva para sacar agua de los pozos a profundidades considerables. Los mecanismos anteriores tenían un funcionamiento meramente gravimétrico, sin embargo, en la Edad Antigua, también se desarrollaron bombas de desplazamiento positivo, en este caso, bombas de fuerza que utilizaban cilindros, pistones y válvulas, atribuidas al imperio romano (Landels, 2000). En cuanto al desarrollo evolutivo de los sistemas de bombeo, en la Edad Media no hubo un desarrollo notable en cuanto a estos sistemas (Bernal, 1979). Por otro lado, el desarrollo científico y tecnológico de los sistemas de bombeo siguió en oriente, siendo China un pionero en este campo, con la construcción de varios dispositivos entre los que destaca la bomba de cadena de paletas cuadradas (llamada también "columna de dragón" por su forma), extendiendo su uso a Corea en el siglo XV, difundiéndose a otras zonas tiempo después (Needhman, 1965).

Junto con la revolución científica en Italia en el Renaciemiento, Leonardo da Vinci comienza con estudio de la hidráulica de forma experimental, realizando una gran cantidad de artilugios, entre ellos una máquina de elevación de agua y una bomba de doble acción (Hill, 1996). En la primera fase del Renacimiento aparece el primer acercamiento a las bombas centrífugas en 1475 y se trató de una máquina para elevar barro atribuida a Francesco di Giorgio Martini (Moniruzzaman, 2015). Para 1588, el ingeniero italiano Agostino Ramelli, publica el diseño de una bomba volumétrica rotativa con mecanismo de paletas (Skinner, 2014 y Brashear, 2004). Los avances de estos sistemas siguen en Francia

y Holanda, ya que en el año de 1600, Johannes Kepler diseñó una bomba de engranes (Skinner, 2014). Con este invento y con las exploraciones del mundo, la tecnología empezó a utilizarse en diversas partes de oriente y occidente, por ejemplo, los inventos de China en cuanto al sistema de bombeo de agua llegaron a Holanda desde 1513 (Needham, 1965), donde se implementaron y mejoraron.

En la Restauración (tercer periodo del Renacimiento), con la consolidación de las primeras sociedades científicas como la Royal Society de Londres y la Academia Real Francesa, se empezaron a dedicar a la solución de problemas técnicos de la época, incluidos los relacionados con la mecánica de fluidos, comenzando un significativo adelanto en el desarrollo de bombas, principalmente de desplazamiento positivo, como la patentada en 1675 por Sir Samuel Moreland, capaz de elevar grandes cantidades de agua con menos esfuerzo (Girdhar & Moniz, 2004). En este período, también se realizaron importantes avances en lo referente a bombas centrífugas, entre ellos el del físico e inventor francés Denis Papin, a quien se le atribuye los inicios de la investigación de bombas centrifugas, ya que creó un vórtice forzado en una caja circular a través de hélices (Girdhar & Moniz, 2004).

Las bombas hidráulicas bajo la ciencia moderna, se pueden englobar en la etapa del capitalismo industrial, donde la ciencia y la sociedad trabajan de forma conjunta para dar origen al nacimiento de la civilización industrial, dando un giro importante del hombre en el dominio de la naturaleza, a través de la inserción de las máquinas (Bernal, 1979). Sería entonces hasta la Revolución Industrial en donde se consigue por primera vez introducir las bombas centrifugas, a partir de los hallazgos de Combs (siguiendo la teoría de Papin), en 1838 se presenta una investigación sobre álabes curvos y el efecto curvado en los álabes, siendo un gran avance en el desarrollo de los rodetes para bombas (Girdhar & Moniz, 2004). En 1839, Andrews introdujo un diseño óptimo de la voluta uy en 1846, utilizaría un rodete completamente cerrado. Bajo este principio, Jhonson construyó en 1846, la primera bomba de tres escalamientos o de tres rodetes. Tres años después, en 1849, James Gwynne construye una bomba de múltiples escalamientos, comenzando con el estudio sistémico de este tipo de bombas (Fraenkel, 1986).

Si bien, el desarrollo histórico y los avances en la tecnología de bombeo han sido extensos y ampliamente estudiados, el diseño de estas máquinas en la actualidad es un proceso complejo que lleva días o incluso semanas. Este proceso se caracteriza por una serie de etapas: tener un problema y las condiciones a las que la máquina deberá operar, tomar esa información e ir construyendo un modelo que cumpla con esas características, el cual se someterá a pruebas, simulaciones, se realizarán las documentaciones de resultados, posibles fallas y mejoras, y una vez validado, se pondrá en marcha dentro el ambiente donde se debe desempeñar (Cola, 2017 y Covarrubias et al, 2017).

Como parte del desarrollo y la eficiencia de tecnología de bombeo centrifugo, existen herramientas que hacen estos procesos más sencillos, como lo son las herramientas computacionales de simulación. Dichas tecnologías son esenciales en la formación del

ingeniero, pues ofrecen más variedad a la forma de abordar los problemas, así como permiten analizar y comprender conceptos que en la teoría suelen ser meramente abstractos, en especial si no se cuentan con modelos físicos para pruebas.

La simulación CFD, es una herramienta para resolver numéricamente las ecuaciones del movimiento de los fluidos con uso de computadora (Xamán y Girón, 2015). Entre los trabajos más recientes de CFD aplicados al desarrollo de bombas centrífugas, se encuentran la optimización de métodos predictivos (Frosina et al., 2017), mejorar los puntos de eficiencia en el diseño (Lin et al., 2021), inestabilidad e influencias de parámetros geométricos (Graciano et al., 2020) y validación (Patil et al, 2020), por mencionar algunos.

Existen actualmente una gran cantidad de softwares y herramientas para simulación CFD, entre ellas Solidworks® y ANSYS ®. Con estas herramientas se pueden obtener datos cualitativos y cuantitativos importantes a la hora de validar los diseños, por lo que tener esta información al principio del proceso de diseño, permite tomar decisiones más integrales para evitar retrasos innecesarios derivados de la fabricación de múltiples prototipos físicos, pérdidas de presión o energía en partes importantes del modelo, y en última instancia, perdidas en la productividad (Solidworks Corporation, 2021).

La metodología empleada para el desarrollo de este trabajo, comienza explicando el marco teórico referente al diseño de bombas centrífugas. Posteriormente, con la información obtenida en el marco teórico, se procederá a realizar los cálculos de los elementos que integran la bomba, tomando como base los parámetros y variables de entrada y salida con referencia a un problema de aplicación. Mediante el uso de herramientas de modelado CAD como es Solidworks®, se desarrollarán los modelos 3D de los diferentes componentes que conforman la bomba centrífuga. Una vez desarrollados todos los componentes, se realizará el ensamblaje completo de la bomba centrífuga. Para finalizar se usará ANSYS®, un software de ingeniería avanzada para la simulación fluidodinámica del ensamble de la bomba centrifuga.

El objetivo de este trabajo, es proporcionar una metodología para el diseño de una bomba. Se analizará la bibliografía recomendada y mediante un caso de estudio se aplicará lo investigado y las tecnologías computacionales propuestas. Finalmente se contrastarán los resultados para determinar la viabilidad de utilizar métodos combinados de la teoría y cálculos simples con los softwares de simulación comerciales.

ANTECEDENTES

Para satisfacer las necesidades de la industria, los servicios y muchas actividades humanas, se necesitan máquinas que realicen distintas operaciones, una de ellas es la bomba centrífuga, que entra en la clasificación de máquinas de fluidos y posteriormente en las hidráulicas. Considerando a García (2020), cada máquina es un sistema de componentes mecánicos que intercambia energía, pasándola de una forma a otra. Las máquinas de fluidos realizan esta operación mediante líquidos y gases. Por su parte las máquinas hidráulicas son una variedad de máquina de fluidos en las que los efectos de compresibilidad del fluido son despreciables, es decir trabaja con líquidos de volumen constante.

A su vez y concordando con Fontalvo Conrado et al. (2020), las máquinas hidráulicas pueden ser divididas en dos tipos esenciales, ya sea las turbinas que obtienen o extraen energía del fluido en cuestión con la finalidad de convertirla en energía útil, como puede ser los generadores eléctricos; o las bombas que hacen exactamente lo opuesto. Toman energía de una fuente y la convierten para impartírsela al líquido de trabajo y producir un flujo másico aumentando la velocidad de las partículas del fluido. La bomba es la parte fundamental de un sistema de bombeo para distribuir la sustancia.

La bomba centrífuga es la más común en todas las aplicaciones La constante necesidad de sistemas de bombeo y las múltiples aplicaciones que tienen en la industria y sectores residenciales. Por tanto, es importante conocer y entender su funcionamiento y los principales factores que intervienen en su desempeño, con el fin de obtener diseños óptimos desde un punto de vista energético.

Para diseñar una bomba, se requiere amplio conocimiento del flujo interno, así como la forma en que influyen las condiciones de operación. Con suficiente conocimiento se puede realizar un diseño basándose en la teoría y cálculos metódicos que hacen el proceso rápido, pero algo alejado de la realidad. En contraste se utilizan los modelos y las pruebas experimentales, no obstante, el proceso es tedioso y toma grandes porciones de tiempo y recursos al tener que fabricar varias piezas y realizar muchas pruebas.

Según lo dicho por Shah et al. (2013) en los años recientes, la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) ha dominado ambas partes, pues ofrece resultados muy cercanos a la realidad en intervalos de tiempo considerablemente rápidos. Hace casi 40 años comenzó a surgir esta rama de dinámica de fluidos. Es de esperarse que su desarrollo fue iniciado por la introducción de teoría del elemento finito en un entorno computacional.

García (2020) menciona que en general el análisis por elemento finito es dividir el sistema en elementos más pequeños interconectados por nodos a lo largo de una malla. Naturalmente entre menor sea el tamaño de los elementos, más real será el cálculo y, por lo tanto, más preciso; sin olvidar que también habrá un mayor número de elementos, haciendo el proceso más largo y complejo. De esta forma se debe buscar un balance entre

exactitud y complejidad.

El análisis computacional de las bombas centrífugas se hace generalmente mediante software comercial como lo es *Fluent* y *ANSYS-CFX*. Pinto et al. (2017), establece que se deben considerar una gran cantidad de parámetros y como se relacionan entre sí.

De acuerdo a lo comentado por Spence & Amaral-Teixeira (2009) y Medvitz et al. (2002) el desempeño de una bomba está fuertemente ligado a su geometría y un sinfín de condiciones, como lo son la distribución de los álabes, el espacio donde comienza la voluta y donde termina, las paredes internas de la bomba y sus obstrucciones, y el espesor de los álabes. Otro componente importante es el de la cavitación, que ha sido investigado, donde se pueden analizar los efectos que este fenómeno conlleva en una máquina de bombeo.

Mediante el uso de CFD podemos obtener un método de tres etapas para analizar el desempeño de una bomba centrífuga dentro de las condiciones deseadas. La primera etapa es generar una malla adecuada para el modelo, que incluye los componentes sólidos y líquidos. Posteriormente en la segunda fase, se deben descubrir las condiciones de frontera e iniciales con las que se realizará el estudio, esto dictará el comportamiento del fluido. Y la etapa final es realizar distintas simulaciones para obtener la mayor información posible y poder destacar los puntos clave de diseño.

Según Yang et al. (2011), utilizando modelos matemáticos de volumen finito se puede conjugar la ecuación de transporte para diseñar una voluta con la máxima eficiencia esperada. No obstante, este método demostró que eficiencias de mayor valor no pueden ser simplemente encontradas con la optimización de los cálculos de diseño.

Pinto et al. (2017) menciona que si bien la dinámica de fluidos computacional promete ser una herramienta compleja pero muy útil, conlleva sus desventajas, la principal siendo su alta demanda de tiempos y recursos de cómputo. Obtener simulaciones avanzadas requieren equipos de cómputo más robustos; a su vez los tiempos de cálculo de algunos modelos pueden tomar días y esto gradualmente impacta en costos.

1 I JUSTIFICACIÓN

Los programas de Diseño asistido por computadora (CAD, por sus siglas en inglés) son herramientas importantes que los estudiantes deben dominar para aumentar el potencial de diseño. Al implementar una investigación sobre el contraste y las similitudes entre la parte teórica y los simuladores de flujo, se espera lograr una metodología confiable de validación para ser implementada en la parte académica del Instituto Tecnológico de Hermosillo, específicamente en las asignaturas referentes a la mecánica de fluidos.

2 | OBJETIVOS

2.1 Objetivo general

Diseñar un modelo tridimensional con base a los criterios de diseño de una bomba centrífuga y el uso del software *Solidworks*, misma que será validadas bajo consideraciones específicas de las propiedades del fluido (presión y velocidad) utilizando herramientas de Mecánica de Fluidos Computacional con *ANSYS Fluent* y *Solidworks FlowSimulation,* obteniendo en el proceso una metodología que concilie la teoría con las herramientas computacionales y permita al lector un mejor entendimiento del proceso de diseño de una bomba centrífuga.

2.2 Objetivos específicos

- Investigar el marco teórico referente a los criterios de cálculos para bombas centrifugas.
- Definir los criterios y características de operación de la bomba.
- Realizar los cálculos de diseño para los elementos esenciales que conforman la bomba.
- Modelar los elementos de la bomba en software de diseño.
- Ensamblar los elementos para obtener la bomba en un diseño tridimensional.
- Realizar los estudios de CFD para la bomba modelada en 3D.
- Analizar los estudios de CFD para posibles cambios de optimización en el diseño.
- Validación del diseño a partir de resultados teóricos y de CFD.

2.3 Alcances y limitaciones

La investigación realizada abarcará el uso de dos ámbitos principales, el primero son los cálculos de diseño teóricos obtenidos de la bibliografía recomendada de bombas centrífugas y segundo el uso de software de diseño asistido por computadora, así como dinámica de fluidos computacionales. No se realizarán modelos físicos ni se harán pruebas reales, la experimentación será meramente computacional.

Se propone una situación teórica de ejemplo sencilla donde se recoge la información principal para el diseño de la bomba y se guiará por la metodología de diseño basado en la literatura recabada en el marco teórico. Los cálculos realizados serán a nivel universitario con ecuaciones que se ven generalmente en cursos de dinámica de fluidos, sistemas hidráulicos y máquinas de fluidos incompresibles, esto con la finalidad de servir como guía accesible a estudiantes de nivel licenciatura.

El diseño será realizado mediante la plataforma de *Solidworks* pues ofrece una

gran variedad de herramientas útiles para realizar los modelos virtuales manteniendo una interfaz amigable para el usuario. Las simulaciones se calcularán dentro de dos softwares de dinámica de fluidos*, Solidworks® Fluid Simultaion* y *ANSYS® Fluent* usando solamente las herramientas básicas que ofrecen ambas plataformas y con configuraciones recomendadas por las mismas.

2.4 Hipótesis

Los cálculos teóricos permiten una aproximación sencilla pero no tan fiel de la realidad, pero al ser utilizados como base de una simulación se obtendrán resultados más reales y convincentes para la validación de una bomba centrífuga.

2.5 Planteamiento del problema

El diseñar una bomba centrífuga puede ser algo complejo y tedioso si no se cuenta con una metodología y herramientas adecuadas. El reto en cuestión es en consultar bibliografía reciente y confiable, así como determinar cuál es el mejor camino al momento de realizar la comprobación del diseño. También resulta complejo el adentrarse en la complejidad de los sistemas de dinámica de fluidos computacional sin haber tenido un acercamiento previo y sin conocer los conceptos principales.

La problemática principal es el poco acceso de un caso práctico que guíe al lector por el proceso de diseño y sus etapas, que también se demuestre que los cálculos teóricos y la simulación no son dos opciones diferentes por las cuales uno puede optar al momento de resolver un problema, sino herramientas que en conjunto permiten la solución de los problemas de una forma más eficaz y con mejores resultados.

Es de esto que surgen las dos principales preguntas de investigación para el proyecto:

- ¿Son coincidentes los resultados que se obtienen de forma teórica con respecto a los que se obtienen mediante simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional?
- ¿Cómo es una metodología de diseño que utilice la facilidad de la teoría y tenga los beneficios de las herramientas computacionales?

MARCO TEÓRICO

El principio de funcionamiento de una bomba centrífuga, como su nombre lo indica, se basa en transmitir energía desde una cámara con un componente rotacional, que transmite la energía hacia el fluido, provocando su rotación y expulsándolo mediante la fuerza centrífuga resultante, posteriormente el fluido se recoge por una espiral y es canalizado por una cámara convirtiendo su energía cinética en energía de presión.

1 l ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

La bomba centrífuga tiene dos componentes principales que realizan las dos funciones principales que son impartir energía al fluido y convertir la presión generada a velocidad, estas partes son el impulsor y la voluta respectivamente.

1.1 Impulsor

La parte central de la bomba centrífuga, un elemento rotativo que succiona el líquido por su centro y le imparte velocidad al fluido al guiarlo por un conjunto de álabes. Este componente tiene muchas variaciones y es el punto central del diseño de una bomba.

Se pueden distinguir en distintos dipos de impulsores:

- En un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba.
- Los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales.
- Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior
- Los impulsores de doble aspiración llevan aros de cierre en los dos oídos. Se pueden considerar como dos impulsores de aspiración simple, opuestos y en paralelo.
- Los impulsores de aspiración simple cuando están provistos en la parte posterior de cámara de equilibrado del empuje hidráulico axial en comunicación con la aspiración a través de los agujeros de equilibrio, sólo tienen aros a ambos lados

De acuerdo a Fernández Díez (2012), los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación; en

la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de bomba y evacuados por la tubería de impulsión

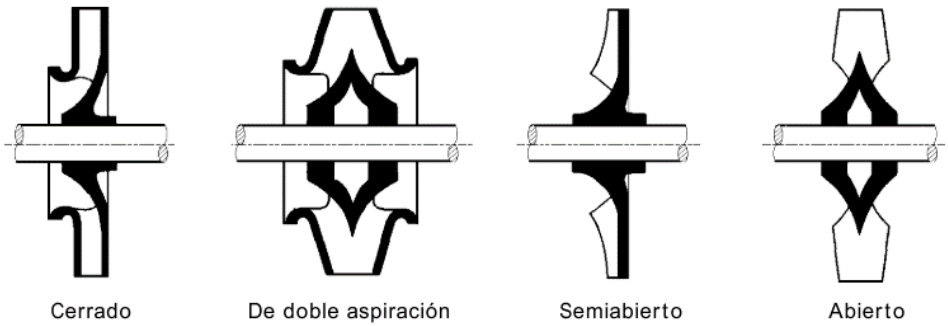


Ilustración 1. Distintos tipos de Impulsores

1.2 Carcasa

Es el componente que permite convertir la energía cinética del fluido proporcionada por el impulsor, en energía de presión. Esto se logra con una reducción gradual de la velocidad del fluido aumentando el área de flujo. La carcasa o voluta está dispuesta en forma de caracol, de tal forma que la separación es mínima en la parte superior; la separación aumenta hasta que las partículas del fluido se encuentran frente a la salida donde está la descarga.

De acuerdo a Parra & Robles (2016) el sistema difusor de una bomba consta de tres elementos:

- Corona directriz. Tiene dos finalidades, sirve para guiar al agua hacia la caja espiral o voluta de la forma hidráulicamente más eficiente, también para disminuir la energía cinética que tiene el fluido en la salida del rodete y convertirla en presión
- Caja espiral o voluta. Tiene una doble función; por un lado, recoge el fluido de la periferia del rotor o del difusor y lo encauza hacia la conducción de salida, y por otro, actúa también como un difusor, puesto que tanto su radio como su sección creciente disminuyen la velocidad y aumentan la presión.
- Cono difusor. Es la parte final, una terminación cónica que se conecta mediante una brida a la tubería de descarga.

No siempre se encuentran los tres elementos, como en la figura podemos ver distintos difusores con diferentes características.

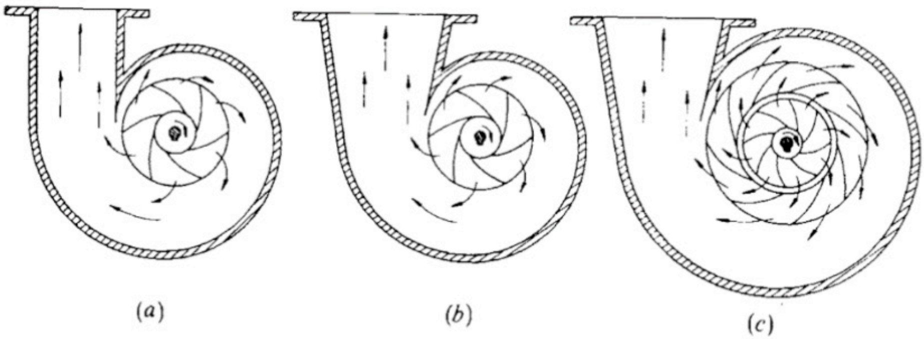


Ilustración 2. Difusores. A) Con caja espiral. B) Con caja espiral y cono difusor. C) Con caja espiral, cono difusor y corona directriz.

1.3 Otros elementos

Existen más elementos que constituyen una bomba centrífuga, entre ellos podemos mencionar las bridas de succión y descarga que se encuentran a la entrada y la salida de la bomba. La brida de succión conecta el interior de la bomba con la tubería por donde el fluido es succionado hacia el impulsor. En contraste la brida de descarga es la terminación de la voluta y conecta está a la tubería de descarga, donde el fluido emerge de la bomba hacia el sistema de tuberías.

Gómez Osorio & Zarate Pernett (2004) comentan sobre la flecha que es otro elemento de la bomba que tiene como función el transmitir los torques que se presentar al arrancar y durante la operación, a su vez soportando el impulsor y el resto de los componentes giratorios. Las flechas deben soportar el esfuerzo que se aplica al arrancar súbitamente una bomba.

2 | FLUJO DENTRO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

Dentro de una bomba centrífuga la energía cinética del rodete se transmite al fluido, generando un cambio en la velocidad de este. Para realizar cálculos del fenómeno, usamos la ecuación de flujo de Euler, utilizando diagramas vectoriales con el fin de visualizar el comportamiento.

2.1 Triángulos de velocidades

Las velocidades dentro del impulsor se pueden demostrar mediante triángulos de velocidades, que relacionan tres velocidades, la velocidad absoluta del fluido (c_1 a entrada y c_2 a salida) y sus dos componentes, una velocidad tangencial del impulsor (u_1 y u_2) y una velocidad relativa al movimiento del impulsor (w_1 y w_2). También se incluyen los ángulos a la entrada y salida de los álabes (β_1 y β_2) que son los ángulos entre la velocidad absoluta y la tangencial; así como los ángulos entre la velocidad relativa y la tangencial (α_1 y α_2) y los

ángulos entre la velocidad absoluta y la relativa (y_1 y y_2).

Es importante mencionar que se consideran las proyecciones de las velocidades respecto a la tangencial, es decir la velocidad absoluta y la velocidad relativa proyectadas a la tangencial (c_u y w_u). Finalmente, la velocidad meridional, que es una proyección de la velocidad absoluta perpendicularmente a la tangencial (c_m), esta se le conoce como la velocidad meridional, es perpendicular a la circunferencia del impulsor.

Si bien estas velocidades no se conocen exactamente dentro del impulsor, se pueden hacer aproximaciones utilizando las siguientes expresiones:

$$u = \frac{2\pi nr}{60} \quad (1)$$

$$c_m = \frac{Q_a}{2\pi rb} \quad (2)$$

Utilizando:

n = la velocidad de giro del impulsor en *rpm,*

r = radio respecto al centro del impulsor,

b = el ancho por donde pasa el fluido,

Q_a = y el flujo de trabajo del impulsor.

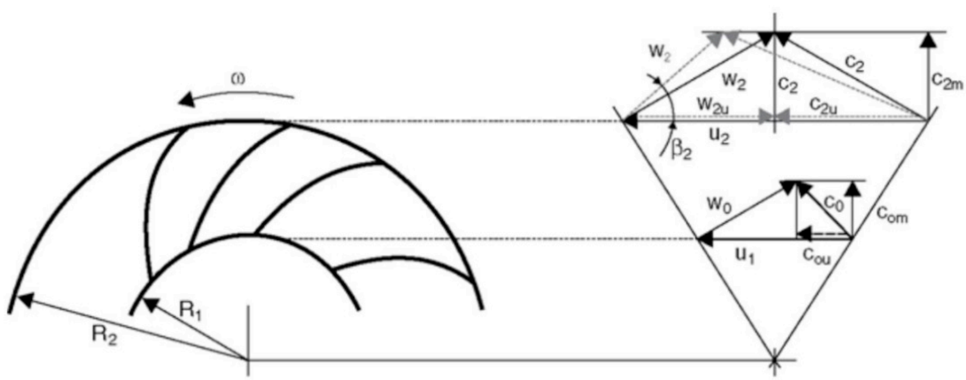


Ilustración 3 Diagrama vectorial de velocidades a la entrada y salida del impulsor.

2.2 La ecuación de Euler

La ecuación de Euler expresa que la potencia transmitida al fluido por unidad masa es:

$$Y_a = \frac{P_a}{\rho Q_a} = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 \quad (3)$$

Donde:

Y_a es la potencia trasmitida por unidad de masa;

P_a, potencia teórica que transmite el impulsor al fluido;

Q_a, el flujo que pasa por el impulsor;

ρ, densidad del fluido;

c_{2u}, c_{1u}, son las proyecciones de la velocidad del fluido respecto a la velocidad tangencial a la salida y entrada, respectivamente.

No obstante, es más común referirse a la altura que proporciona la bomba, es decir, energía por unidad de peso de fluido (H), que se expresa de la forma:

$$H_a = \frac{Y_a}{g} = \frac{c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1}{g} \qquad 4$$

Si analizamos esta expresión, se puede notar que se puede maximizar la altura cuando se obtiene c_{1u}=0, es decir cuando el ángulo α=90º, es decir la entrada del fluido es perpendicular. Para esto se implementan álabes directrices en la tubería de aspiración y así evitar que el fluido llegue con pre-rotacion.

Es importante mencionar que en la práctica no se conocen las verdaderas velocidades ni sus direcciones. Los triángulos de velocidad se dibujan sobre los ángulos de los álabes y sobre eso y demás suposiciones se va desarrollando hasta completar el triángulo y obtener un cálculo de la altura de Euler.

2.3 Eficiencia de la bomba

Es importante mencionar que no toda la potencia que proporciona el impelente se convierte en potencia útil al fluido. Todas las pérdidas que se originan entre los puntos donde se mide la presión de succión y descarga, constituyen las pérdidas hidráulicas.

Según Marchegiani (2004) estas incluyen pérdidas por fricción a lo largo de la trayectoria del líquido desde la brida de succión hasta la de descarga; pérdidas debidas a cambio brusco, tanto en área como en dirección de flujo; y todas las pérdidas debidas a remolinos, cualquiera que sea su causa. Por lo tanto, se utiliza una eficiencia para ajustar a estas pérdidas, la eficiencia hidráulica n_h

$$H = \eta_h H_a = \eta_h \frac{P_a}{\rho g Q_a} = \eta_h (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \qquad 5$$

Además de las pérdidas hidráulicas, Marchegiani (2004) dice que existen pérdidas volumétricas, debido a las fugas que existen en los espacios entre partes rotatorias y estacionarias de las bombas. El caudal en la descarga de la bomba es menor que en la succión y también, es menor que el caudal que pasa por el impulsor. El cociente de los dos caudales de descarga y el que pasa por el impulsor se llama rendimiento volumétrico.

$$\eta_v = \frac{Q_a}{Q} = \frac{Q_a}{Q_a + Q_l} \qquad 6$$

Con n_v representando la eficiencia volumétrica y Q_l el volumen de las fugas.

Finalmente se tiene la eficiencia mecánica que es la relación que existe entre la potencia que realiza la bomba al suministrado por el eje. Este se debe a componentes como cojinetes, sellos y la misma fricción de los componentes.

$$\eta_m = \frac{P_a}{P} \qquad 7$$

De esta forma, utilizando todos los coeficientes de las eficiencias obtenemos la potencia final también llamada potencia al freno y lo relacionamos con la teoría de Euler.

$$P = \frac{\rho g Q H_a}{\eta_h \eta_v \eta_m} = \frac{\rho g Q H_a}{\eta_t} \qquad 8$$

Siendo $n_t=n_h n_v n_m$, es decir, la eficiencia total de la bomba.

Si bien las eficiencias sirven meramente para acercar los cálculos más a lo real, no son la mejor opción para calcular las pérdidas reales de una bomba, por lo tanto, no son tan viables para el diseño pues se basan en suposiciones. No obstante, existe bibliografía aceptada respecto a los valores comunes que estas pueden presentar.

Existen diferentes motivos por los cuales no se presentan la altura de Euler, entre las que se pueden resumir:

1. La velocidad relativa del fluido en la parte posterior es mayor que en la parte frontal del impulsor. Esto se debe a las distribuciones de presión dentro del mismo.
2. Existe un fenómeno conocido como circulación relativa, que se ocasiona por efectos de inercia en el agua por el giro de las regiones cercanas, resultando en un componente opuesto a la velocidad tangencial y por lo tanto reduciendo el valor de la altura útil.

2.4 Corrección por el número de álabes

Las ecuaciones antes mencionadas funcionan dentro de rodetes teóricos con un número infinito de álabes, para adecuar esta teoría a la realidad, se utilizan correcciones que ajustan los datos a la desviación por los mismos álabes. Se utilizará la corrección de Pfleiderer, que estipula lo que la altura con álabes infinitos (H_∞) y la altura H_Z con Z álabes se relacionan de la forma:

$$H_Z = \frac{H_\infty}{1 + \frac{2\Psi}{N[1-(r_1/r_2)^2]}} \qquad 9$$

Siendo el coeficiente de Pfleiderer $\psi=(0.55/0.65)+0.6\text{sen}\beta_2$

2.5 Coeficiente de obstrucción

Otra corrección importante a la teoría ideal de las bombas centrífugas es el uso de un coeficiente τ que resulta del espesor de los álabes. Esto se debe a que el espesor de los álabes produce una reducción en el área a la entrada y la salida del impulsor. Dicho coeficiente se puede obtener con la ecuación:

$$\tau = \frac{\pi D - Z(e/sen\beta)}{\pi D} \qquad 10$$

Que siempre resultará ser menor a 1, de esta forma podemos corregir el flujo que pasa por el impulsor, ya sea en la entrada o salida, solo multiplicando el área por τ. Cabe destacar que en algunos casos los álabes son afilados, es decir tienen un espesor mínimo, en estos casos el coeficiente toma el valor de 1.

3 I CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

En orden de obtener una clasificación es necesario acudir a un sistema que permita agrupar a bombas de la misma naturaleza, de ahí la introducción de un coeficiente denominado velocidad específica o, en bibliografías más antiguas, número específico de revoluciones. Para dos bombas con una velocidad específica similar, se dice que son semejantes, puesto que se espera un comportamiento igual en respuesta a las condiciones de operación. La velocidad específica $\Omega_S$se define como:

$$\Omega_s = \frac{\Omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \qquad 11$$

Es decir, es una función de las revoluciones (Ω) la altura útil y el caudal en el punto de máxima eficiencia de la bomba. Tiene valores adimensionales y ronda entre *0.2* y *2.0* para las bombas centrífugas.

Barreto (2004b). comenta en la velocidad específica que es de amplio uso en el diseño de las turbomáquinas. Permite establecer un prototipo a partir de un modelo con formas, proporciones geométricas y velocidades conocidas. Originalmente fue implementado con éxito en el diseño y construcción de turbinas y su uso se extendió posteriormente a bombas, ventiladores y compresores.

Otro número adimensional común para el estudio y diseño de bombas centrífugas es el diámetro específico Δ, que se puede calcular de la forma:

$$\Delta = \frac{D(gH)^{1/4}}{Q^{1/2}} \qquad 12$$

Este par de números adimensionales funcionan muy bien para caracterizar bombas centrífugas, no obstante, resultan útiles para diseñar bombas de alta eficiencia, utilizado

en distintas bibliografías. El método más común para el diseño es el diagrama de Cordier.

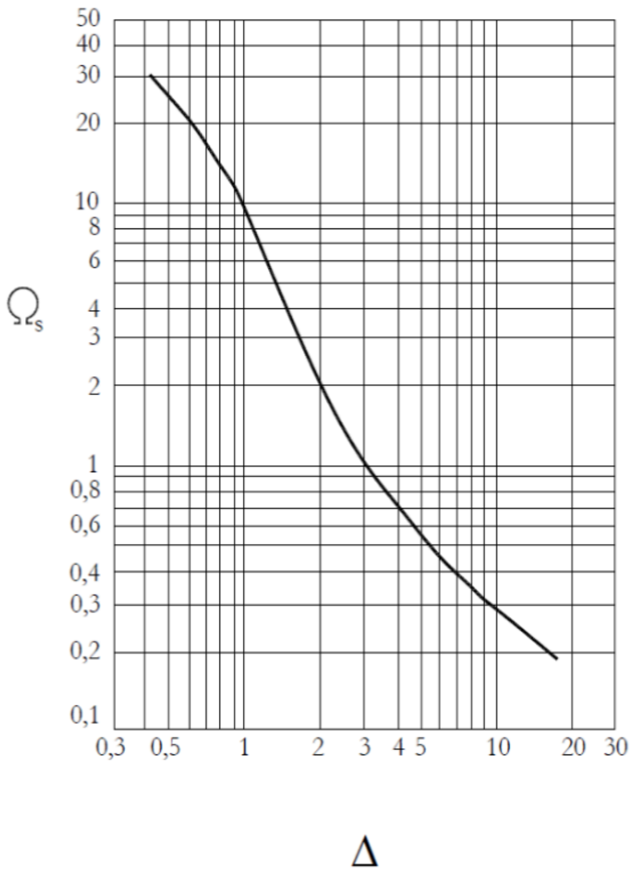


Ilustración 4. Diagrama de Cordier.

3.1 Tipos de bombas centrífugas

Las bombas centrífugas pueden ser clasificadas en:

- Centrífuga o de flujo axial
- Flujo mixto
- Flujo radial

En las bombas centrífugas radiales la corriente líquida se verifica en planos radiales, en las axiales en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación y en las diagonales se verifica radial y axialmente, denominándose también de flujo mixto.

La forma de los álabes en los impulsores de flujo radial es, en general, curvada hacia atrás con respecto al sentido de giro, $\beta 2 < 90°$, y con superficies de simple curvatura, siendo la generatriz paralela al eje de rotación; en los impulsores helicoidales, los álabes son de

doble curvatura y en los axiales tienen, además, un determinado perfil aerodinámico.

4 I CAVITACIÓN

Marchegiani (2004) comenta que el fenómeno de la cavitación es muy importante en las bombas ya que será el factor determinante del funcionamiento del sistema de bombeo. Es sabido que cuanto mayor sea la velocidad de rotación, mayores han de ser las pérdidas de carga que se originen a la entrada del impulsor. Estas pérdidas a la entrada de la bomba pueden resultar peligrosas. La presión en cualquier punto de la línea de succión dentro de un sistema de bombeo nunca debe reducirse a la presión de vapor del líquido.

Cuando la presión del fluido se reduce a su presión de vapor, este se vaporiza en forma de burbujas, las cuales son arrastradas junto con el líquido hasta una región donde se alcanza una presión más elevada y allí desaparecen; a este fenómeno se le conoce como cavitación y tiene varias consecuencias detallas a continuación.

Las burbujas de vapor que disminuyen el espacio utilizable para el paso del líquido, se perturba la continuidad del flujo debido al desprendimiento de gases y vapores disueltos, impactando en el rendimiento de la bomba; en su recorrido dañan los con- ductos de paso del líquido en el tubo de aspiración y llegan a una zona en el rodete, de presión superior a la presión de vapor, en la que, instantáneamente, toda la fase de vapor pasa a líquido, de forma que el volumen de las burbujas pasa a ser ocupado por el líquido, en forma violenta, que se acompaña de ruidos y vibraciones, lo cual se traduce en un golpeteo sobre los álabes, que se transmite al eje, cojinetes, cierres mecánicos, etc.

Fernández Díez (2012) menciona que si la bomba funciona en estas condiciones durante cierto tiempo se puede dañar; la intensidad del golpeteo a medida que disminuye la presión absoluta a la entrada del rodete.

5 I NPSH

Mott Robert L. (2006) menciona en su libro de dinámica de fluidos que los fabricantes y diseñadores de bombas prueban las bombas para determinar el nivel de succión requerido, es decir la presión necesaria para evitar la cavitación. Esto se reporta como dato de la bomba bajo el nombre de Altura Neta de Succión Positiva Requerida (Required Net Positive Suction Head, $NSPH_R$) Básicamente este valor engloba la presión de vaporización del fluido y las pérdidas que el equipo tiene bajo cada punto de operación. Al momento de seleccionar una bomba resulta esencial este valor para no sufrir de los impactos de la cavitación al no permitir que la presión de succión se reduzca a dicho valor.

En contraste, para la aplicación de una bomba es el valor de la Altura Neta Positiva de Aspiración (Available Net Positive Suction Head, $NSPH_A$) el cual se determina como la energía disponible que existe desde el pozo de succión hasta la entrada de la bomba. Para definir esto es necesario determinar la energía bruta disponible a la entrada, utilizando la

ecuación de Bernoulli se puede calcular. Es responsabilidad del diseñador del sistema de bombeo que la altura neta disponible sea bastante mayor que la requerida. El Instituto Nacional Americano de Estándares (ANSI, por sus siglas en inglés) recomienda como margen mínimo 10% del valor del $NSPH_A$ sobre el $NSPH_R$. En ciertas aplicaciones se esperan márgenes más elevados, como del 100%. Es claro que entre mayor sea el exceso, menor posibilidad existe de enfrentar los problemas ocasionados con la cavitación, a lo cual también contribuye altamente la documentación y el criterio de selección del dispositivo de bombeo.

6 I MATERIALES PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS

Existen varias consideraciones para realizarse al seleccionar un material para bombas centrífugas. Podemos mencionar la cavitación, que es un fenómeno donde las pérdidas de presión ocasionan que el fluido pase a un estado líquido y genere burbujas explosivas que desgastan el material. También, debemos hablar sobre estabilidad química y corrosión, además de considerar impurezas en el fluido que puedan ocasionar abrasión dentro de la bomba.

Según Barreto (2004a) la cavitación puede evitarse asegurándose que exista suficiente presión a la succión de la bomba, no obstante, la corrosión y abrasión son factores muy importantes para considerar. Para los rodetes sometidos a las condiciones agresivas del líquido tiene importancia la resistencia a la corrosión, lo que, en última instancia, define la vida útil de la máquina en ausencia de cavitación

Los aceros al carbono son los más utilizados para fabricación de impulsores, debido a sus propiedades mecánicas y buena resistencia a la corrosión. También los aceros inoxidables son apropiados para aplicaciones en medios ácidos y corrosivos. Otro material común son las aleaciones de bronce, que tienen mayor estabilidad química, permiten mayor durabilidad.

Desde los años cincuenta transcurre la introducción de los plásticos en la fabricación de diferentes elementos de las bombas centrífugas. Este proceso ha avanzado de forma relativamente lenta, debido a que las propiedades mecánicas y físicas de estos materiales no siempre responden a las exigencias de distintos elementos de máquinas y, en gran medida, dependen del tiempo de acción de las cargas. Por otro lado, estos materiales están limitados a temperaturas relativamente bajas y, además, la tecnología de fabricación tiene sus propias exigencias que, en ocasiones, obliga a cambiar las formas más adecua- das. En (Barreto, 2004a) se establece que las máquinas con velocidades de rotación más bajas y, en consecuencia, menores velocidades específicas, se ven compensadas en parte, por mejores condiciones de aspiración.

6.2 Simulación de bombas centrífugas

La dinámica computacional de fluidos es una rama de la ciencia e ingeniería que estudia el comportamiento de los fluidos haciendo uso de herramientas computacionales Dicha rama comprende el estudio del comportamiento de fluidos, el modelamiento matemático y discretización de estos modelos y la implementación en lenguaje computacional para el uso de dichas herramientas. El CFD permite realizar modelamiento y optimización de distintos procesos en los cuales el comportamiento del fluido es crítico.

Pineda Pérez (2014) afirma que las ecuaciones que gobiernan CFD son la ecuación de continuidad y las ecuaciones de conservación de momento y energía. Estas ecuaciones se derivan de adoptar las leyes físicas de conservación de masa, segunda ley de Newton y primera ley de la termodinámica. Otras ecuaciones adicionales utilizadas en CFD son las 16 ecuaciones para modelar el flujo turbulento, el cual se encuentra presente en gran parte de los problemas de ingeniería.

La gran mayoría de los programas comerciales utilizan el método de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones mediante la Mecánica de Fluidos, en general se plantea lo siguiente:

- El dominio se divide en un número muy grande pero finito de volúmenes de control, que no son más que celdas con volumen determinado.
- En cada celda se resuelven las ecuaciones generales de conservación de masa, cantidad de movimiento, energía y otras.

De esta forma, Ballesteros (2003) comenta que las plataformas comerciales permiten el acceso sencillo a estos algoritmos mediante interfaces amigables para el modelado de geometrías y la introducción de parámetros de solución

6.1 Preparando un problema en dinámica de fluidos computacional

Se puede resumir en 5 etapas el proceso de simulación mediante CFD, como aparece en el libro *Computacional Fluid Dynamics: A Practical Approach.* De Tu, Jiyuan (2018)

El primer paso en cualquiera análisis de CFD es generar la geometría de la región de flujo, a esto se le conoce como dominio computacional. Dentro de este dominio se realizarán todos los cálculos respecto al fluido, sus propiedades, su dinámica y el medio que lo rodea. Los dominios pueden ser bidimensionales o tridimensionales, dependiendo del tipo de análisis que se desee realizar.

La siguiente etapa del proceso de análisis es el generar un mallado adecuado para el dominio, podría considerarse la parte más importante de la configuración previa a la simulación. La premisa es que el dominio previamente establecido debe ser subdividido en un número entero de geometrías más pequeñas, no encimadas y relacionadas entre sí, las cuales serán resueltas y conllevarán a una solución final del dominio completo.

Este proceso da como resultado una malla, que es un conjunto de celdas cuyas aristas se encuentran en nodos.

La precisión de la solución está fuertemente relacionada con la cantidad de celdas en las que se divide el dominio. Aunque esto sea relativamente cierto, hay otras propiedades que influyen en la precisión, como lo son el tipo de mallado, la exactitud de los modelos matemáticos y el método de solución seleccionado.

De acuerdo con Tu (20018) la tercera parte consiste en determinar los procesos físicos relacionados con el análisis. Primero se debe hablar si el sistema está en equilibrio o si entramos en un estado transitorio donde este evoluciona respecto al tiempo. A partir de esto debemos considerar las propiedades del fluido, si es viscoso o no; también que tipo de flujo es, ya sea laminar o turbulento; si hablamos de un material compresible o incompresible. Además, se pueden agregar otros fenómenos como elementos electromagnéticos o de transferencia de calor.

6.2 Condiciones de frontera

El cuarto paso hace referencia a las condiciones que se imponen al sistema para el problema que se debe resolver. Se trata de determinar las condiciones que dentro de la simulación son permisibles y están disponibles como suposiciones para el dominio de flujo. Pueden ser tan simples como entradas y salidas de flujo másico o volumétrico; así como puede haber entradas de presión, presiones de ambiente; en contraste tenemos paredes ya sean en movimiento o estáticas que pueden ser obstáculos o impartir movimiento al fluido. También existen fronteras abiertas donde las propiedades del fluido se liberan al entorno.

Es de gran importancia determinar las condiciones de frontera adecuadas para el modelo, puesto que más precisas sean, el cálculo convergerá de forma más rápida ofreciendo mejores resultados en tiempos menores. Esto se puede comprender gracias a la idea de la información de entrada y de salida; entre más información se tenga del fenómeno estudiado, más rápido se pueden encontrar las soluciones de este.

6.3 Solución numérica

Para utilizar adecuadamente un software de CFD es importante conocer el código numérico que este utiliza para realizar los cálculos y obtener los resultados. Esto se refiere al *solver* que es un algoritmo iterativo que provee soluciones, las revisa y corrige hasta converger a un estado que se considera la solución correcta.

Se puede analizar un *solver* como tres partes, inicialización, control de solución, monitoreo de solución, cálculos CFD y verificación de convergencia. En este orden lo primero es proponer una solución inicial y determinar los parámetros y variables para los cuales se resuelve, así como los criterios para una solución aceptable, se proceden a realizar los cálculos y si estos no son satisfactorios respecto al a convergencia, se repite el proceso con nuevos datos a partir de los anteriores.

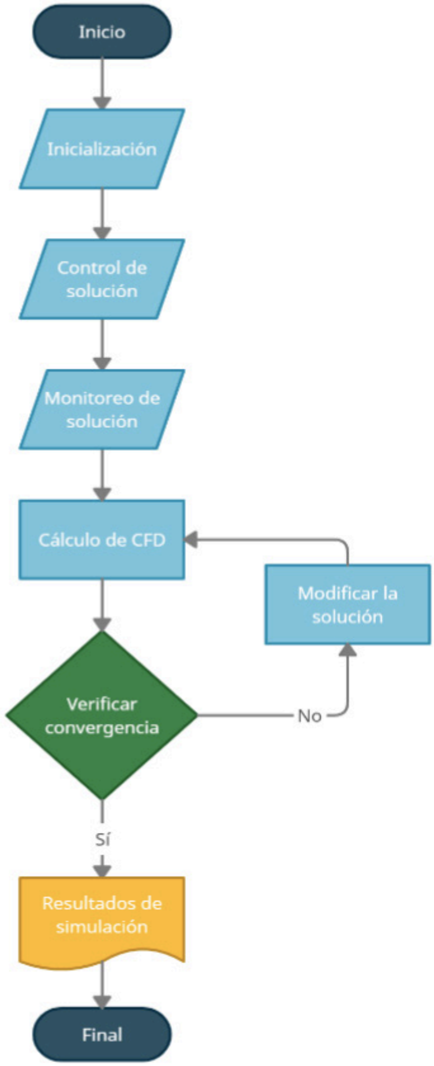


Ilustración 5. Diagrama de flujo del algoritmo del Solver

Si las condiciones iniciales son cercanas a la respuesta, la solución será rápida; caso contrario si las variables iniciales son distantes de lo real, el *solver* tomará más tiempo. Los métodos matemáticos para solucionar los modelos son complejos y consideran todas las variables del fluido, pero se enfocan en ciertos tipos de cálculo para especializarse en sistemas diferentes. Los programas de CFD tienden a contar con algoritmos optimizados y especializados para distintas clases de simulaciones.

El quinto paso se presenta al realizar los procesos de solución. Cuando el *solver* calcula una iteración tiene como objetivo encontrar el valor de una variable que será monitoreada además de resolver las variables de operación de cada celda. A su vez calcula

errores que determinan la cercanía hacia la solución real. Cuando después de varias iteraciones, los valores tienden a converger a un valor en concreto y es entonces cuando se puede decir que se encontró una solución final, siempre y cuando se encuentre dentro de los rangos de error aceptados.

6.4 Resultados y post-proceso

Es común asociar los programas de CFD con la producción de imágenes vívidas de resultados de las variables dentro del sistema simulado, que si bien son muy promocionales, resultan altamente útiles al analizar el modelo resuelto. Ballesteros (2003) explica que por esto los modelos comerciales contienen métodos gráficos avanzados y altamente concentrado en los resultados de cada sección mediante recursos visuales llamativos pero fáciles de interpretar.

También se pueden reportar resultados de otras formas, como lo son tablas bidimensionales de interrelación entre dos variables, gráficos de vectores dentro de un plano, gráficas de gradientes, líneas de flujo. También, dado que son entornos multimedia, también pueden introducirse animaciones, así como se pueden manipular las vistas del modelo.



Ilustración 6. Resumen del proceso de CFD

METODOLOGÍA

El desarrollo del proyecto conlleva dos etapas: el diseño basado en principios hidráulicos y cálculos, así como la creación en un modelo 3D del diseño mediante un software de diseño asistido por computadora (CAD); y la simulación del modelo producido dentro de un ambiente de Fluido Dinámica Computacional (CFD).

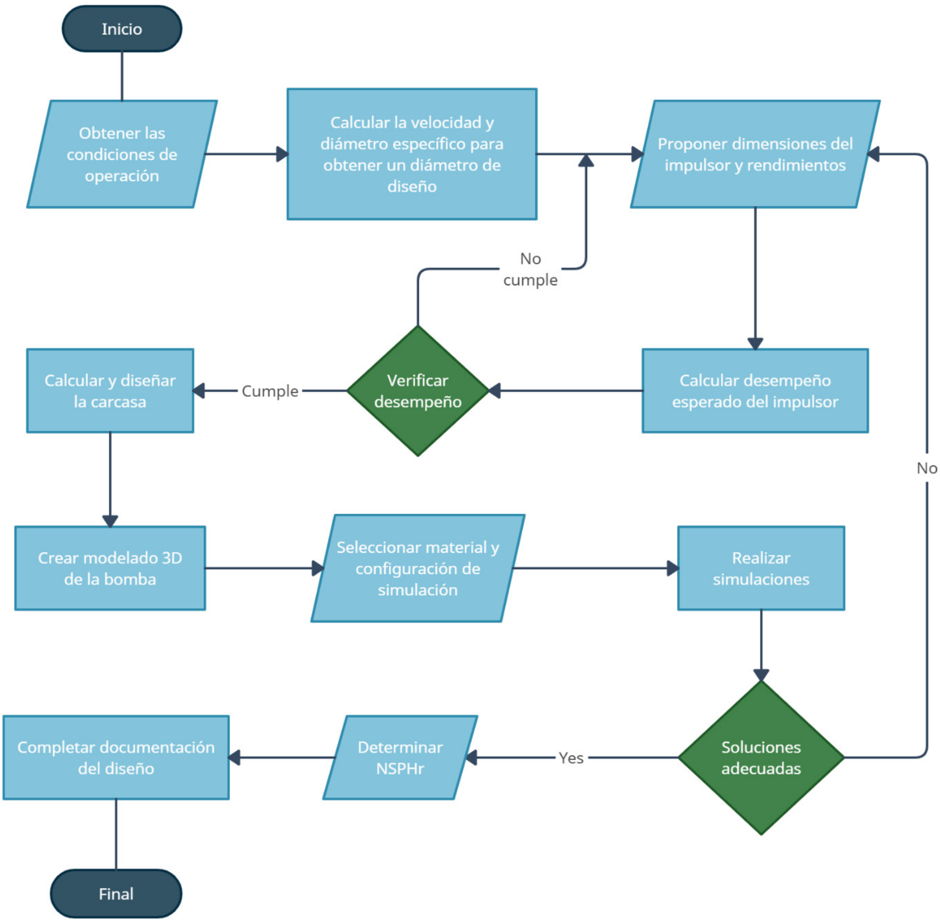


Ilustración 7. Diagrama de flujo de la metodología propuesta.

1 I DISEÑO DE LA BOMBA

Se considerará el diseño que pueda implementarse en un sistema de calentamiento de agua mediante energía solar para un centro deportivo. La bomba permitirá el flujo entre un árbol de calentadores solares que mantendrán caliente un tanque, del cual se podrá obtener el agua caliente para su uso. La mayor parte del agua caliente se utiliza en duchas,

cuyo consumo es de *20 L/min*. Por lo tanto, un gasto pertinente sería de al menos *240 L/min* y una altura relativamente baja, pues solo se bombeará a través de los calentadores y otros componentes, se estima una altura de *20 m.*

Debido a los requerimientos, se puede acoplar la bomba a un motor eléctrico común, como el mostrado del catálogo de WEQ motores que permitirá una potencia nominal de *1.1 kW* a *2895 rpm*

1.1 Cálculos iniciales para el diseño

Lo primero que se debe especificar es la velocidad específica de la bomba, que utilizando una aproximación propuesta:

$$\Omega_s = \frac{nQ^{1/2}}{53H^{3/4}} \tag{13}$$

Posteriormente, se utiliza el diagrama de Cordier para obtener un diámetro específico y, en consecuencia, obtener el diámetro externo del impulsor. Quedando un diámetro inicial para el diseño de *14 cm,* no obstante, se opta por un diámetro más pequeño con la finalidad de disminuir el tamaño de la bomba para su aplicación.

Marchegiani (2004) y Parra & Robles (2016) proponen medidas para el ángulo de salida de los álabes En la práctica, los ángulos más comunes para β_2 se encuentra entre 20 y 35º. A la entrada, β_1 tiene valores entre 50 a 15°. La velocidad meridiana en la salida se suele escoger por debajo de un 85 % de la velocidad meridiana en la entrada. En la tabla 1 se especifican los cálculos iniciales de diseño.

Parámetros de operación				Eficiencias supuestas		
Caudal	$Q =$	240 *L/min*	0.004 *m^3/s*	Hidráulica	$\eta_h =$	0.9
Altura	$H =$	20 *m*		Volumétrica	$\eta_v =$	0.96
Potencia	$P =$	1100 *W*	825.2632	Mecánica	$\eta_m =$	0.95
Velocidad	$n =$	2895 *rpm*	48.25 *rps*	Total	$\eta_T =$	0.8208

Velocidad específica		Diámetro específico		Diámetro impulsor	
$\Omega_s = \frac{n\,Q^{1/2}}{53H^{3/4}} =$	0.37	$\delta_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{Q^{1/2}} =$	8	$D =$ 0.14	*m*

Tabla 1. Cálculos iniciales del diseño

De acuerdo con la experiencia de Gómez y Zarate (2004), la transformación de la velocidad en altura de presión siempre está ligada a pérdidas de consideración. Por este motivo, con álabes curvados hacia delante es de esperar un rendimiento peor que con álabes curvados hacia atrás.

A este punto es momento de seleccionar el número de alabes (Z), que de acuerdo

con la teoría de Pfleiderer se recomienda utilizar la expresión:

$$Z = 6.5\left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\right) sen\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \qquad 14$$

1.2 Obtención de las dimensiones del impulsor

Para obtener las dimensiones, se utiliza un proceso de iteraciones donde se calcula la altura útil y el caudal producido a partir de una primera aproximación usando diámetros, anchos y ángulos de los álabes a la entrada y salida, así como el número de álabes y su espesor basándose en los puntos previamente establecidos.

Para determinar si un diseño de impulsor es adecuado, se deben calcular la altura útil y el caudal que generan, esto se logra determinando los triángulos de velocidades teóricos y haciendo los ajustes necesarios de eficiencia y otras correcciones.

Primero se calculan las velocidades tangenciales con la ecuación (1) y, usando el supuesto de que es una bomba en condiciones óptimas α_1=90º se calculan las velocidades meridionales usando la ecuación (2), para posteriormente determinar el resto del triángulo con propiedades trigonométricas. Finalmente se utiliza la ecuación de Euler (4) para finalmente hacer las correcciones necesarias con una eficiencia hidráulica supuesta de n_h=0.9 y utilizando el coeficiente de influencia de los álabes de la ecuación (9) y finalmente obtener una altura útil. De igual forma se calcula un caudal aproximado con la ecuación (2) y usando una eficiencia volumétrica n_v=0.96 que es la más común para bombas radiales.

Se recomienda el uso de una hoja de cálculo para permitir modificar los datos y conocer la forma en que cada uno impacta sobre el caudal y la altura. En la tabla 1 se muestran tres opciones de diseño que cumplen con la altura y el caudal deseado.

1.3 Determinar la curva de los álabes

Una forma sencilla de determinar la curvatura de los álabes es mediante un avance lineal de los mismos. Se segmenta en partes similares tanto el radio como el ángulo del álabe de la forma:

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{m}, \qquad \Delta\beta = \frac{\beta_2 - \beta_1}{m} \qquad 15$$

$$r_j = r_1 + \Delta r j, \qquad \beta_j = \beta_1 + \Delta\beta j \qquad 16$$

Utilizando estas ecuaciones se divide la curva en *m* partes enteras, y evaluando *j* con enteros entre 0 y *m*, se pueden obtener los valores correspondientes al ángulo B_j que debe existir en el radio r_j. En la tabla se muestra el procedimiento con ayuda de una hoja de cálculo.

1.4 Diseño de la voluta

Fernández Díez define la voluta de una bomba como un dispositivo que capta el líquido lanzado por el rodete impulsor y lo envía a la tubería de impulsión. Su cálculo y diseño se basan en el supuesto de que la componente circunferencial con de la velocidad en la cámara espiral, varía en proporción inversa al radio.

Para determinar la forma de una voluta se considera que la velocidad varía inversamente al radio, se utiliza una espiral logarítmica para formar el contorno y se utiliza la sección transversal (sea rectangular o circular) para adecuar la manera en que la voluta recoge el fluido, haciéndolo pasar por una sección cada vez más amplia reduciendo su velocidad y, consecuentemente, aumentando la presión.

Para esto, se define la circulación Γ como la velocidad a través del perímetro cerrado que abarca el rodete, que es una magnitud constante para una voluta dada en el régimen de trabajo. Por lo tanto, tenemos:

$$\Gamma = 2\pi r c_u = cte \qquad 17$$

También se considera que el gasto q_θ en cualquier sección crece de manera proporcional al ángulo de inclinación θ de la espiral que forma la voluta, desde la sección inicial que también es la sección final.

$$q_\theta = \frac{\theta°}{360} Q_a \qquad 18$$

La teoría nos dice que, usando todas estas consideraciones, se puede obtener las dimensiones necesarias para el contorno de la voluta. Ya sea para una de forma rectangular con ancho constante b donde se requiere el radio del contorno; o una voluta con sección transversal circular con radio variable p_v y con una distancia desde el eje del impulsor hasta el centro de la sección circular α.

$$\frac{\theta°}{360} = \frac{\Gamma}{2\pi Q_a} b \ ln\left(\frac{r_v}{r_3}\right) \qquad 19$$

$$\rho_v = \frac{\theta°}{360}\frac{Q_a}{\Gamma} \pm \sqrt{\frac{2\theta Q_a r_3}{360\Gamma}} \qquad 20$$

Variando el ángulo θ desde 0 hasta 360 podemos obtener las dimensiones de la voluta, similar al modelo con el que se calculan las curvaturas de los álabes. Es importante notar que cuando θ=360º, r_v toma el valor de R que es el radio máximo de la voluta, y en un perfil circular $R=r_3+2\rho_v$ de igual forma con θ=360º, finalmente $\alpha=R-\rho_v$ y se recomienda usar valores de r_3.

Fernández Díez (2012) y Khaing (2019) recomiendan que la relación $\frac{R}{r_2}$ tome valores entre 1.5 y 2 y la relación $\frac{r_3}{r_2}$ entre 1.03 y 1.05.

2 I SIMULACIÓN

La simulación es la etapa final y más crítica del proceso, se considera el punto de inflexión de los resultados. A este punto debemos conocer suficiente sobre la teoría de funcionamiento de las bombas centrífugas para poder preparar la simulación con las condiciones óptimas, esto con la finalidad de facilitar la obtención de resultados, así como asegurar la calidad de los mismos

2.1 Criterios para la simulación

En orden para realizar una simulación adecuada es necesario establecer las condiciones de operación del sistema a simular, así como las condiciones de frontera.

Es esencial conocer las propiedades del flujo, con una tubería de succión de alrededor los 42 mm de diámetro y con las propiedades del agua a 20°C, se leen la viscosidad y densidad con 0.001 kg/m s y 1000 kg/m^3, respectivamente. Sabiendo que el volumen de trabajo es de 0.004 m^3/s, podemos confirmar que el número de Reynolds establece un flujo turbulento. Como dato adicional para la simulación, la rugosidad común del hierro fundido es de 120 micras.

En cuanto a condiciones de operación, lo primero que debe considerarse es que la bomba trabaja con un flujo volumétrica constante de 0.004 m^3/s el cual se mantendrá a la entrada y salida en tuberías de succión y descarga. Esto se puede corroborar a partir de un equilibrio de masa; el flujo másico a la succión y a la descarga deben ser la misma, esto se transcribe a que el flujo métrico en respectivos puntos también es lo mismo puesto que la densidad del fluido de trabajo cambia extremadamente poco como para ser considerado.

Las bombas trabajan con una sobrepresión a la descarga con la finalidad de evitar la cavitación, además de facilitar la entrada del fluido al impulsor donde se le imparte realmente la energía. Por lo tanto, se considera una sobrepresión de 5 metros de columna de agua, que se traduce como una presión absoluta de 150375 Pa.

DATOS PARA SIMULACIÓN			
Impulsor			
Revoluciones	$n =$	2895 rpm	303.1637 rad/s
Propiedades del agua			
viscocidad	$\eta =$	0.001 $kg/m\ s$	
densidad	$\rho =$	1000 kg/m^3	
Temperatura	$T =$	20 °	293.15 K
Propiedades de la tubería succión			
Diámetro	$D_0 =$	0.042 m	42 mm
Rugosidad	$\epsilon =$	1.20E-04 m	120 $micras$
Propiedades de flujo a succión			
Flujo Vol.	$Q =$	0.004 m^3/s	
Velocidad	$v_0 =$	2.887165 m/s	
No. Reynolds	$Re =$	121260.9	
Presión man.	$P_{0m} =$	49050 Pa	5 $m.c.a$
Presión abs.	$P_0 =$	150375 Pa	

Tabla 2. Resumen de los datos para simulación

Finalmente se considera la operación del impulsor con una velocidad de rotación de 2895 *rpm*, lo cual se logra simulando una rotación dentro del espacio del impulsor y manteniendo fijo el impulsor. A su vez se debe excluir la voluta de esta rotación reconociéndolo como un estator, es decir una parte que no gira.

A continuación, se resumen los puntos antes mencionados:

1. Un volumen de entrada de 0.004 m^3/s en la tubería de succión.
2. Una presión de entrada de 150375 Pa en la tubería de succión.
3. Una rotación del fluido en el impulsor de 2895 rpm.
4. Paredes reales de estator en la voluta.
5. Un caudal de salida en la tubería de succión de 0.004 m^3/s

2.2 Simulación en *Solidworks*

El primer modelo sobre el que se realizará la simulación es en *Solidworks*, que es un software de diseño asistido por computadora comúnmente utilizados por alumnos de ingeniería mecánica pues ofrece un ambiente amigable y relativamente sencillo para resolver problemas de diseño, simulación y es a su vez compatible con otros sistemas.

Para realizar la simulación en este programa, basta con activar el aditamento de *Flow Simulation* incluido y abrirlo dentro del archivo donde se quiere efectuar el estudio. La forma más sencilla de realizarlo es mediante un asistente que permite configurar rápidamente el proyecto. Este asistente comenzará por definir el nombre y detalles del proyecto, y procederá a solicitar la información necesaria, que incluye el tipo de simulación

(interna o externa, estacionario o transitorio, etc.), dominio del fluido, los materiales y sus propiedades. Después de llenar la información, se procederá con la introducción de condiciones de frontera.

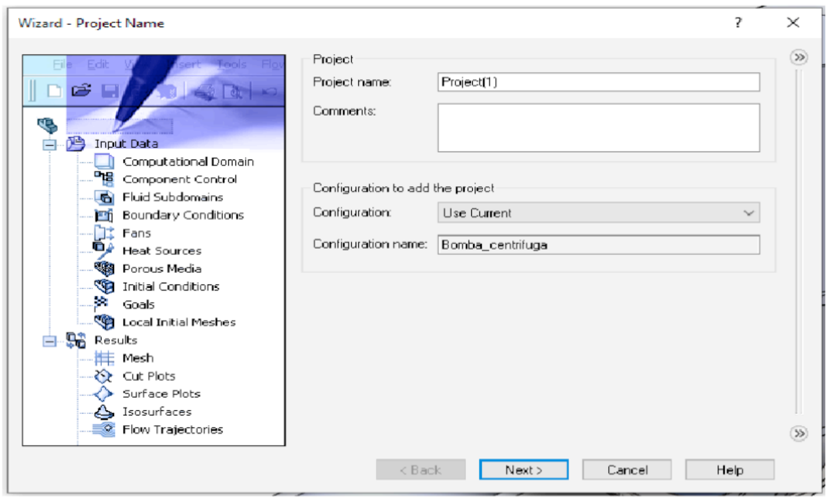


Ilustración 8. Asistente para proyectos de Flow Simulation de SolidWorks

Antes de continuar con el uso de la herramienta, es crucial el incluir otros elementos al diseño que facilitarán determinar las condiciones de operación y mejorarán los resultados. En este caso se crean dos tubos que simulan la entrada y la salida del fluido, esto para obtener espacios donde se puedan aplicar las condiciones de la entrada del fluido, así como monitorear los resultados a la salida. También se agregó un cuerpo que comprende el dominio que estará girando constantemente, un sólido que comprende el espacio existente entre las paredes del impulsor, con la finalidad de simular el movimiento del fluido en esa región.

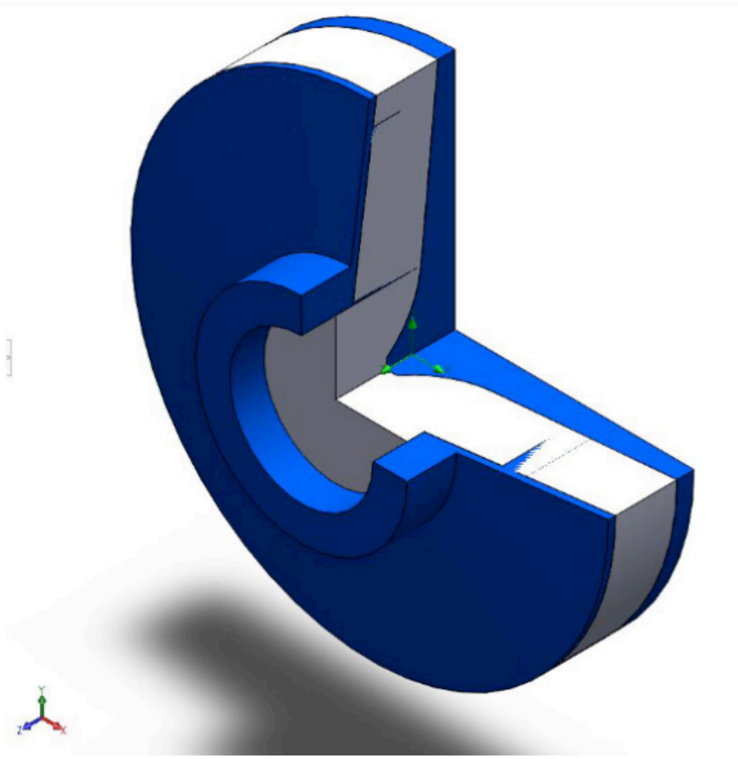


Ilustración 9. Cuerpo que simula la rotación (blanco)

Finalizado el modelo, el asistente permitirá configurar las condiciones de frontera y de operación. Para este momento es importante contar con todas la información previamente establecida. Se comienza con el tipo de estudio que se quiere hacer, si a través del tiempo o estacionario, posteriormente se llenan las propiedades del fluido, así como verificar la geometría del sistema, creando cavidades donde habrá flujo y cerrando el dominio computacional.

Oportunamente los sistemas de simulación cuentan con bibliotecas previamente cargadas con las propiedades de los materiales, así como una extensa documentación. En caso de SolidWorks esto facilita el inicio de la simulación. Sin embargo, existen campos que el usuario debe conocer para ser rellenados a consciencia, como lo son la rugosidad de las paredes.

Una vez terminada la configuración se deben insertar las condiciones de frontera y operación. Las condiciones en la frontera son las que presenta el sistema por el universo que lo rodea, provienen externamente, en este caso la presión a la entrada. De operación son las que dictan como se comportaran el resto de las variables en la configuración, para lo estudiado se considera la velocidad de giro del impulsor y el flujo volumétrico del punto de operación que se quiere estudiar.

Además, existen otras condiciones que son importantes, como las paredes que existen y como estas se mueven. Por ejemplo, las paredes de la voluta son estáticas (estatores) y en contraste las paredes del impulsor giran. Estas características afectan los resultados al momento de considerar la viscosidad del fluido.

En conjunto a las condiciones que se conocen de la simulación, también se deben establecer objetivos o zonas donde se medirán las características del fluido. Debido a que el caso de estudio es una bomba centrífuga, se monitorearán las presiones y las velocidades a la salida, esto permitirá hacer cálculos para el desempeño de la bomba. Teniendo de esta forma la presión de entrada y de salida, se puede obtener la altura útil producida por el modelo. Todas las configuraciones que se agreguen al proyecto aparecerán en el panel de navegación al costado izquierdo de la ventana de SolidWorks.

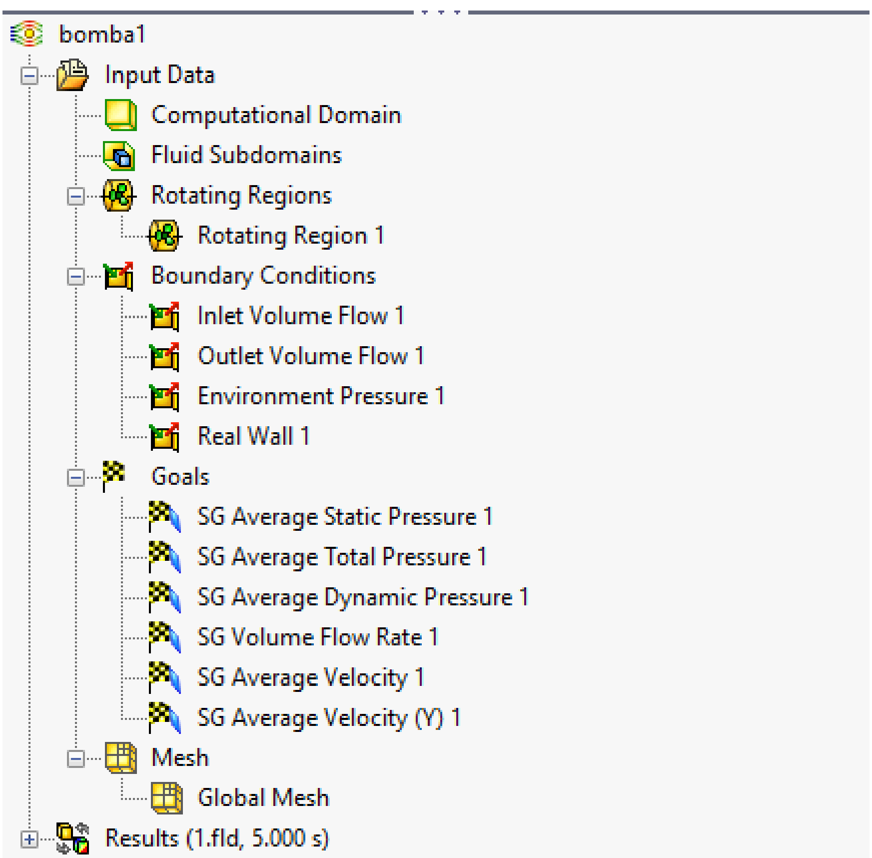


Ilustración 10. Panel de navegación del proyecto

Otra característica y principal para obtener los mejores resultados posibles es el mallado. Para los usuarios inexpertos, *Solidworks* ofrece realizar un mallado automático en

caso de no ser previamente definido. El mallado divide el dominio en sectores poligonales y cada sector se estudiará como un elemento. Al final el espacio se habrá dividido en un número finito de elementos a los cuales se les aplicarán las ecuaciones que determinan las propiedades del flujo en cada elemento y posteriormente las del siguiente elemento y así consecuentemente.

Mediante un proceso iterativo, un algoritmo de soluciones aplica las condiciones previamente determinadas al mallado y cada uno de los elementos de este calculando paso por paso las características y reportando constantemente hacia los resultados que se desean monitorear. Este proceso se repite hasta que el algoritmo converge a un conjunto de resultados numéricos, el cual da la solución y permite obtener los resultados y la información que el usuario desee.

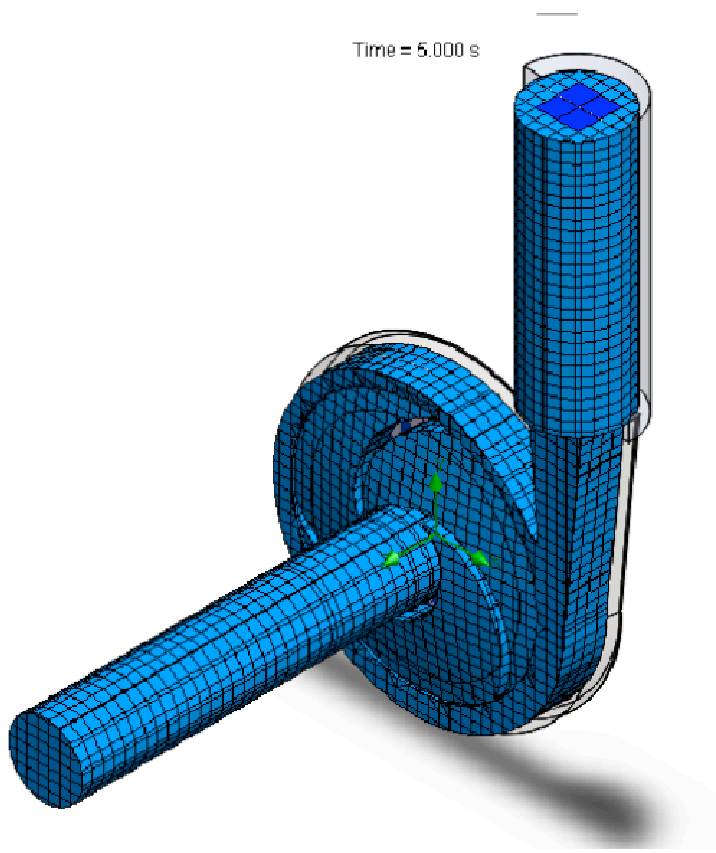


Ilustración 11. Mallado sencillo de SW

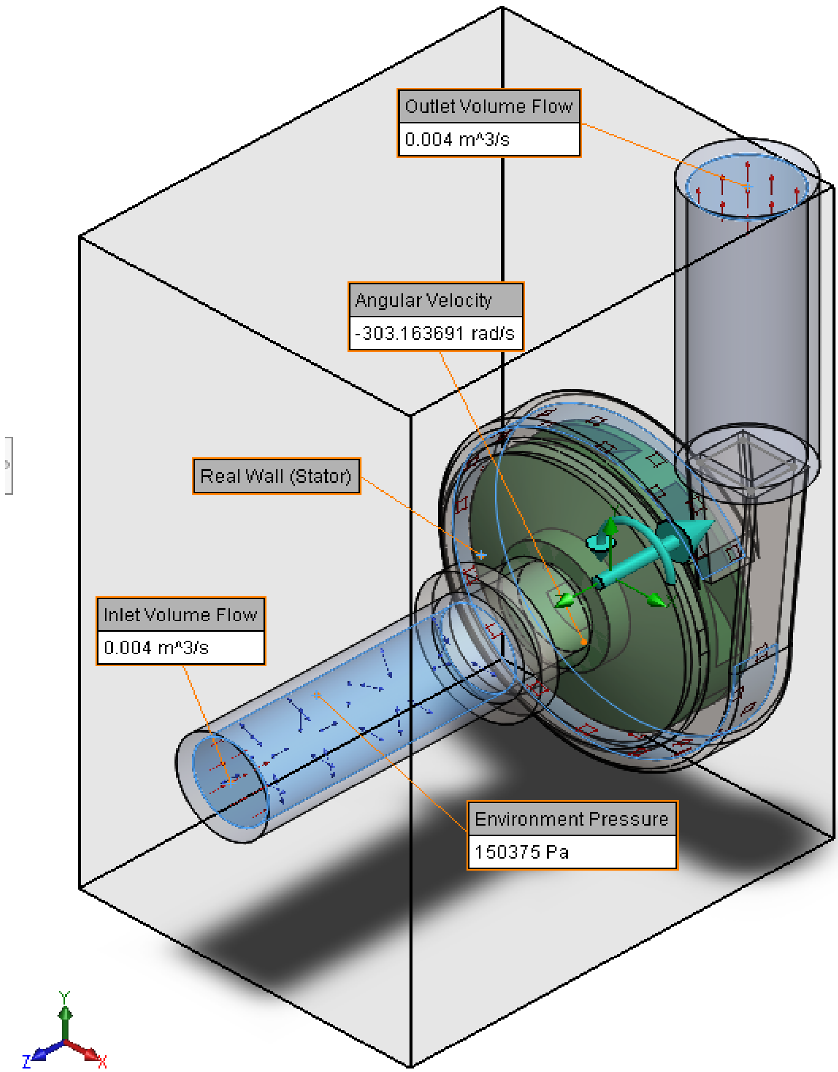


Ilustración 12. Diagrama isométrico de la simulación en SW. Incluye:

Volumen de entrada (Inlet volumen flow)

Volumen de salida (Outlet volumen flow)

Velocidad angular (Angular velocity)

Pared real de estator (Real Wall Stator)

Presión de entrada (Environment Pressure)

2.3 Simulación en *ANSYS Fluent*

La simulación mediante *ANSYS Fluent* es similar a *Solidworks* si las comparamos

desde un punto de vista meramente estructural. Sin embargo, existen diferentes metodologías y configuraciones más complejas que pueden implementarse dentro de la interfaz de *Fluent*.

Lo primero que resalta es que *Fluent* maneja distintos programas para cada uno de los pasos principales para realizar una simulación, todo esto se puede acceder desde la plataforma principal, *Workbench*. Tiene un programa de dibujo 3D, otro para generar el mallado, el tercero es un asistente que permite configurar las condiciones iniciales, cuenta con una consola que soluciona el problema y finalmente una interfaz para presentar y exportar los resultados. El producto de un programa es exportado al siguiente; por ejemplo, la geometría se exporta para realizar el mallado sobre ella.

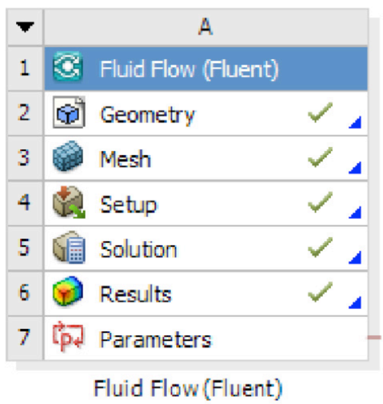


Ilustración 13. Etapas de la simulación en Fluent.

SpaceClaim es el programa de dibujo 3D integrado a *Fluent*. Permite crear sólidos, superficies, cuerpos revolucionados, planos y demás geometría que posteriormente puede ser nombrada para utilizarse en la siguiente etapa.

Meshing toma las geometrías y facilita la configuración de las condiciones importantes para generar el mallado, como lo son el número de celdas, la geometría de estas, el mallado dinámico, las zonas críticas, si se trata de un fluido o sólido y si ciertas geometrías deben excluirse del mallado.

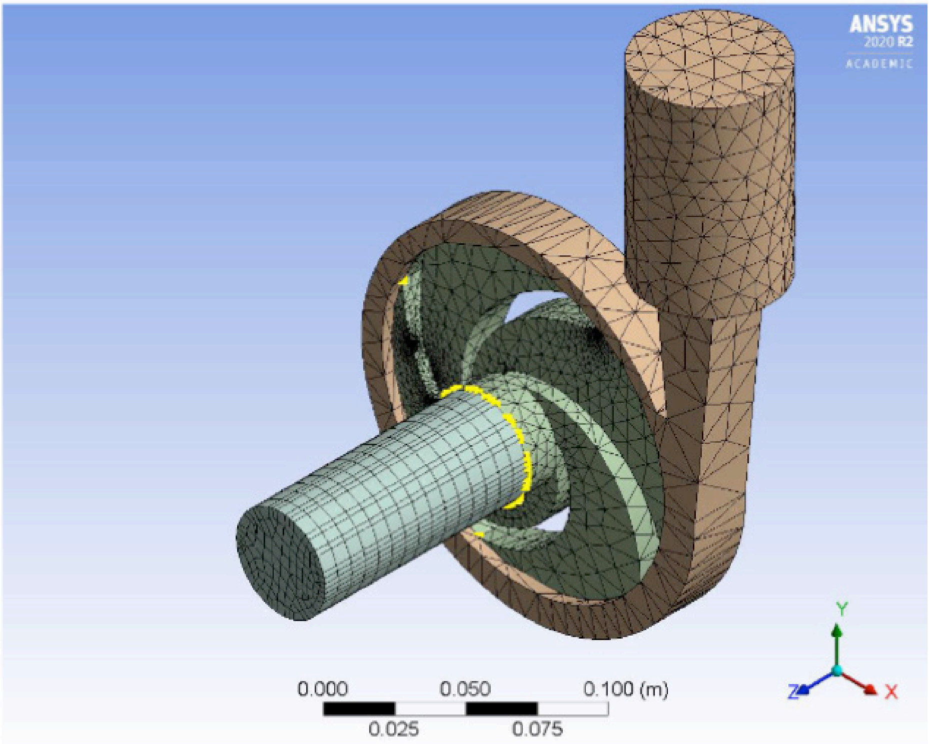


Ilustración 14. Mallado del modelo 3 en Meshing

Fluent es el componente principal, que cuenta con asistentes para determinar las condiciones de frontera, propiedades del fluido, método de solución, condiciones de solución, variables de control, las propiedades a monitorear; así como inicializar la solución. También, dentro de la misma plataforma se calculan las soluciones del modelo y las presenta activamente dentro de la interfaz hasta encontrar los resultados de acuerdo con la configuración propuesta por el usuario.

CFD-Post extrae los resultados de *Fluent* para ser observados y presentados de distintas formas, ya sea como hoja de cálculo, gráficos, reportes. También permite exportar la información obtenida a otros formatos, así como generar capturas y cálculos posteriores a la simulación.

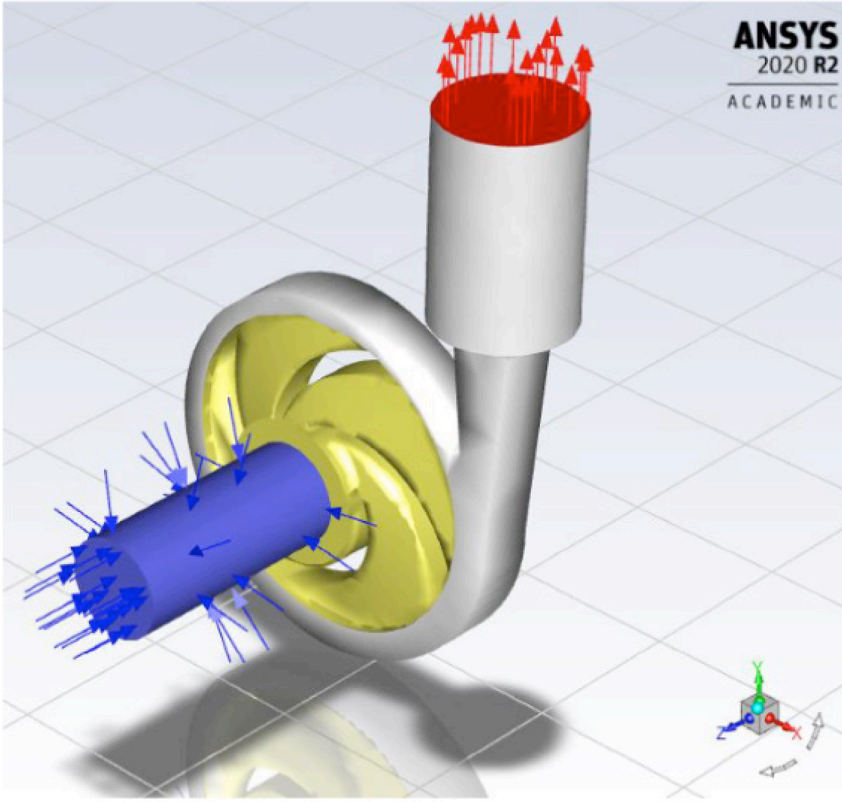


Ilustración 15. Condiciones para la simulación en Fluent:

Azul: Entradas de presión manométrica de 49050 Pa y flujo de 0.004 m3/s

Amarillo: Paredes del impulsor girando a 2895 rpm

Blanco: Paredes estáticas

Rojo: Salida de flujo y presión atmosférica

ANÁLISIS DE RESULTADOS

1 I PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS TEÓRICOS DE DISEÑO

1.1 Resultados téoricos de las dimensiones del impulsor

En la tabla 2 se pueden observar las iteraciones de diseño, englobando las dimensiones del impulsor, el triángulo de velocidades y el desempeño esperado de la bomba. En cuanto al radio de entrada del impulsor se tiene que r_1= 0.021 m y el radio de salida r_2= 0.070 m. En el ángulo de álabe para la entrada es de β_1= 20° y en la salida de β_2= 10°, y por último se especifica el ancho del impulsor, en la entrada se tiene que b_1= 0.020 m y en la salida b_2= 0.018 m. Para los álabes en esta iteración se tiene que el numero Z= 3, con un espesor e= 0.005 m, con τ_1= 0.65384 y τ_2= 0.7955. Se resume dentro de esta tabla, los resultados de los triángulos de velocidades en la entrada y salida. Para la velocidad absoluta de entrada se tiene que c_1= 2.3172 m/s y para la salida de c_2=17.6323 m/s. En la velocidad tangencial de entrada se tiene el valor de u_1= 6.3664 m/s y en la salida u_2= 21.22 m/s. Para los resultados de la velocidad relativa se tiene que en la entrada el valor de w_1= 6.7750 m/s, y en la salida w_2= 13.3442 m/s. Para la velocidad de la proyección tangencial relativa en la entras, se tiene que w_{1u}= 6.3664 m/s y en la salida w_{2u}= 3.6006 m/s. En la proyección tangencial en la velocidad absoluta de la entrada, c_{1u}= 0.0 m/s y en la salida de c_{2u}= 17.62 m/s. En cuanto a la velocidad meridional en la entrada se tiene que c_{1m}= 2.3172 m/s y en la salida de c_{2m}= 0.6349 m/s. Para los triángulos de velocidades se tiene que los ángulos son los siguientes: β_1= 20°, α_1= 90°, γ_1= 70°, β_2= 10°, α_2= 2.06° y γ_2= 167.94°.

El desempeño esperado para la bomba (ver tabla 2), se resume a los siguientes puntos: altura de Euler (H_u)= 38.11825 m, coeficiente de Pfleiderer (ψ= 0.950343), altura corregida (H_z)= 22.84555 m, caudal final (Q)= 0.004165 m^3/s, altura final (H)= 20.561 m y potencia final (P)= 921.1103 W.

Para el primer diseño, se utilizaron las dimensiones del impulsor como las establecidas en la primera interación de diseño. Para el segundo diseño se efectuaron cambios en el radio de entrada (r1= 25 mm) y salida (r_2= 70 mm), en el ángulo de entrada (β_1= 25°) y de salida (β_2= 15°), así como en el ancho de entrada (b_1= 12 mm) y de salida (b_2= 10 mm), se efectuaron también cambios en el número de álabes, incrementando 2 más, teniendo un total de Z=5 (ver tabla 2). Para el tercer diseño se efectuaron cambios en el radio de entrada (r1= 22 mm) y salida (r_2= 70 mm), en el ángulo de entrada (β_1= 20°) y de salida (β_2= 15°), así como en el ancho de entrada (b_1= 20 mm) y de salida (b_2= 15 mm), se efectuaron también cambios en el número de álabes, incrementando 1 más, teniendo un total de Z= 4, respecto a la primera iteración (ver tabla 2).

Primera iteración de diseño								
Dimensiones del impulsor								
Dimensión	Entrada		Salida		Álabes			
Radio	$r_1 =$	0.021 m	$r_2 =$	0.070 m	Número	$Z =$	3	
Ángulo álabe	$\beta_1 =$	20 °	$\beta_2 =$	10 °	Espesor	$e =$	0.005 m	
Ancho	$b_1 =$	0.020 m	$b_2 =$	0.018 m	$\tau_1 =$	0.65384	$\tau_2 =$	0.7955
Triángulos de velocidades								
Velocidad	Entrada		Salida			Ángulos		
Absoluta	$c_1 =$	2.3172 m/s	$c_2 =$	17.6323 m/s		$\beta_1 =$	20 °	
Tangencial	$u_1 =$	6.3664 m/s	$u_2 =$	21.22 m/s		$\alpha_1 =$	90 °	
Relativa	$w_1 =$	6.7750 m/s	$w_2 =$	13.3442 m/s		$\gamma_1 =$	70 °	
Proyección tang	$w_{1u} =$	6.3664 m/s	$w_{2u} =$	3.6006 m/s		$\beta_2 =$	10 °	
Proyección tang	$c_{1u} =$	0.00 m/s	$c_{2u} =$	17.62 m/s		$\alpha_2 =$	2.06 °	
Meridional	$c_{1m} =$	2.3172 m/s	$c_{2m} =$	0.6349 m/s		$\gamma_2 =$	167.94 °	
Desempeño esperado de la bomba								
Altura de euler	$H_u =$	38.11825 m	Caudal Final	$Q =$	0.004165	m^3/s		
Coef. Pfleiderer	$\Psi =$	0.950343	Altura Final	$H =$	20.561	m		
Altura corregida	$H_Z =$	22.84555 m	Potencia final	$P =$	921.1103	W		

Primer diseño								
Dimensiones del impulsor								
Dimensión	Entrada		Salida		Álabes			
Radio	$r_1 =$	21 mm	$r_2 =$	70 mm	Número	$Z =$	3	
Ángulo álabe	$\beta_1 =$	20 °	$\beta_2 =$	10 °	Espesor	$e =$	5 m	
Ancho	$b_1 =$	20 mm	$b_2 =$	18 mm				
Segundo diseño								
Dimensiones del impulsor								
Dimensión	Entrada		Salida		Álabes			
Radio	$r_1 =$	25 mm	$r_2 =$	70 mm	Número	$Z =$	5	
Ángulo álabe	$\beta_1 =$	25 °	$\beta_2 =$	15 °	Espesor	$e =$	5 m	
Ancho	$b_1 =$	12 mm	$b_2 =$	10 mm				
Tercer diseño								
Dimensiones del impulsor								
Dimensión	Entrada		Salida		Álabes			
Radio	$r_1 =$	22 mm	$r_2 =$	70 mm	Número	$Z =$	4	
Ángulo álabe	$\beta_1 =$	20 °	$\beta_2 =$	15 °	Espesor	$e =$	5 m	
Ancho	$b_1 =$	20 mm	$b_2 =$	15 mm				

Tabla 3. Proceso de obtención de dimensiones y dimensiones finales

1.2 Resultados teóricos de las curvas de álabes

Para determinar las curvas de álabes se tomaron como referencia las configuraciones de los 3 diseños propuestos en tabla 2. En la tabla 3, se resumen los resultados obtenidos para los 3 diseños. En el diseño 1 se tiene que r1= 15 mm, r2= 100 mm, Δr= 17 mm, β_1= 25°, β_2= 10° y Δβ= -3. Para los álabes del diseño 2 se tiene que que r1= 15 mm, r2= 95 mm, Δr= 16 mm, β_1= 35°, β_2= 15° y Δβ= -4. Para los álabes del diseño 3 se tiene que r1=

20 mm, r2= 100 mm, Δr= 16 mm, β_1= 30°, β_2= 15° y $\Delta\beta$= -3.

Curvas de álabes

DISEÑO 1			
$r_1 =$	15 mm	$\beta_1 =$	25
$r_2 =$	100 mm	$\beta_2 =$	10
$\Delta r =$	17 mm	$\Delta\beta =$	-3

Curva de álabes		
0	15	25
1	32	22
2	49	19
3	66	16
4	83	13
5	100	10

DISEÑO 2			
$r_1 =$	15 mm	$\beta_1 =$	35
$r_2 =$	95 mm	$\beta_2 =$	15
$\Delta r =$	16 mm	$\Delta\beta =$	-4

Curva de álabes		
0	15	35
1	31	31
2	47	27
3	63	23
4	79	19
5	95	15

DISEÑO 3			
$r_1 =$	20 mm	$\beta_1 =$	30
$r_2 =$	100 mm	$\beta_2 =$	15
$\Delta r =$	16 mm	$\Delta\beta =$	-3

Curva de álabes		
0	20	30
1	36	27
2	52	24
3	68	21
4	84	18
5	100	15

Tabla 4. Tabla curva de álabes

1.3 Resultados teóricos del diseño de la voluta

Los resultados de la voluta se muestran en la tabla 4. En la tabla se resumen las propiedades de la voluta, que incluyen la proyección tangencial c_{2u}= 17.39 m/s, la circulación Γ= 7.65 m^2/s y el caudal impulsor Q_a= 0.00384 m^3/s. En cuanto a las dimensiones de la voluta se tiene que el radio impulsor r2= 70 mm, el radio máximo R= 85.09 mm, el ancho de la voluta b= 25.00 mm y el radio inicial r3= 75 mm.

DISEÑO DE LA VOLUTA

Propiedades de la voluta		
Proy. Tangencial	$c_{2u} =$	17.39 m/s
Circulación	$\Gamma =$	7.65 m^2/s
Caudal impulsor	$Q_a =$	0.00384 m^3/s

Dimensiones de la voluta		
Radio impulsor	$r_2 =$	70 mm
Radio máximo	$R =$	85.09 mm
Ancho de voluta	$b =$	25.00 mm
radio inicial	$r_3 =$	75 mm

Curva de voluta		
θ	$ln\frac{r_v}{r_3}$	r_v
0	0	75.00
45	0.01577	76.19
90	0.03155	77.40
135	0.04732	78.63
180	0.06309	79.88
225	0.07886	81.15
270	0.09464	82.44
315	0.11041	83.76
360	0.12618	85.09

Tabla 5. Diseño de voluta

2 l PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS DE DISEÑO

Los diseños presentados a continuación, se realizaron en el software Solidworks® a partir de los parámetros teóricos calculados en el apartado anterior. La ilustración 16, muestra el modelo tridimensional en isométrico de la voluta, donde se tomaron como referencia las dimensiones de la voluta y la curva de la voluta, especificados en la tabla 4. La ilustración 17, muestra los diseños de los tres impulsores con base a los resultados teóricos de la tabla 3 y 4. En la ilustración 18 se muestra el plano de la voluta con las dimensiones especificas del diseño. Las ilustraciones 19, 20 y 21, corresponden a los planos de los 3 impulsores diseñados. Se anexan los planos especificados anteriormente, como parte de posibles réplicas de los componentes y su ensamblaje, para fines de simulación y obtención de otros parámetros no contemplados en este trabajo de investigación, o en su defecto mejoras en el diseño. Los planos de talles se elaboraron a través de Solidworks® Drawing Tools. En la ilustración 22 se muestran los ensambles del impulsor y la voluta de los diseños 1, 2 y 3.

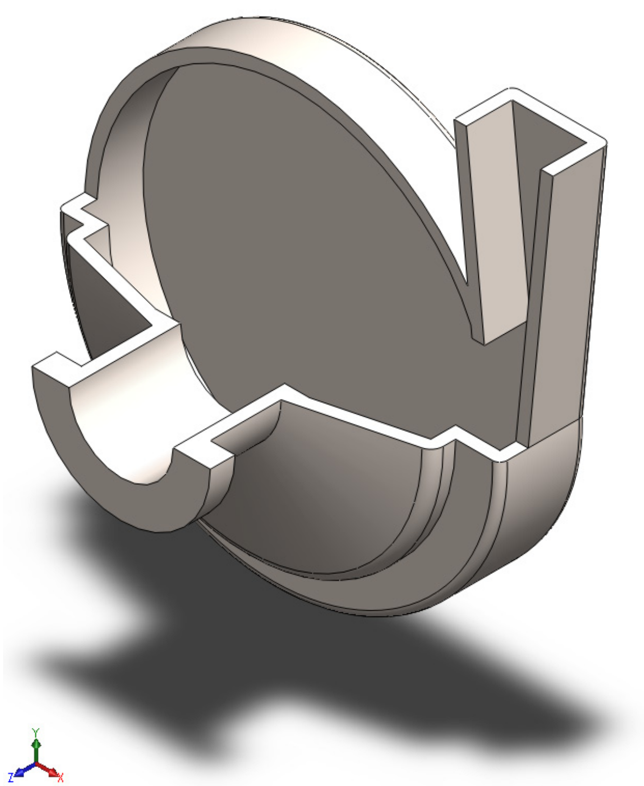


Ilustración 16. Modelo tridimensional de la voluta

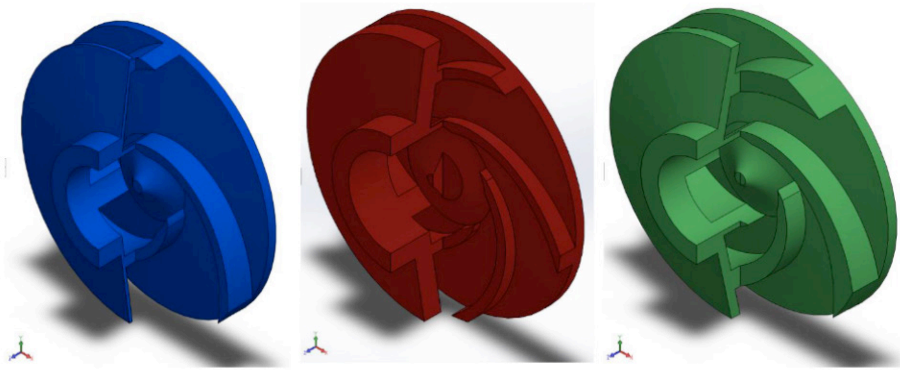


Ilustración 17. Modelos tridimensionales del impulsor. De izquierda a derecha; diseño 1, 2 y 3

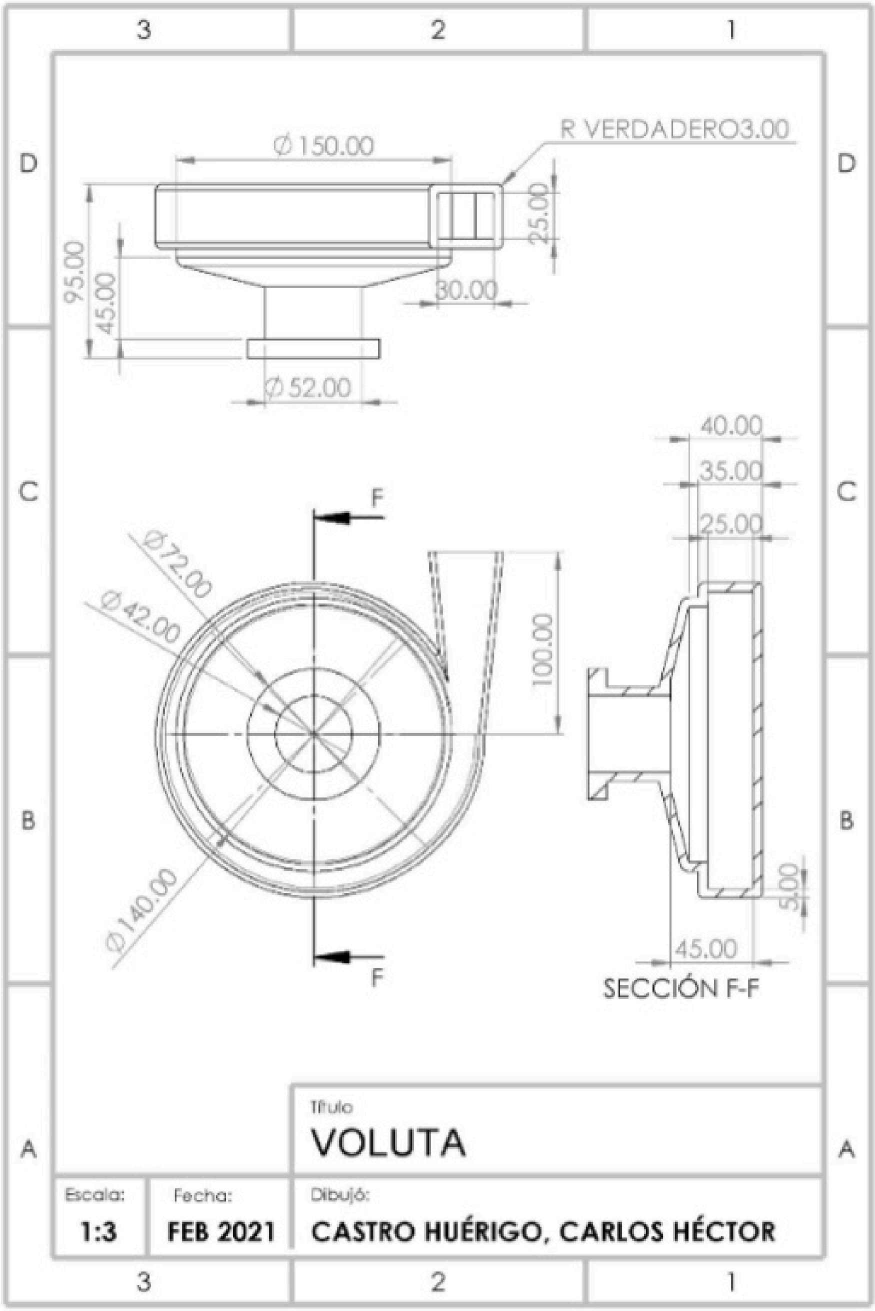


Ilustración 18. Plano de la voluta

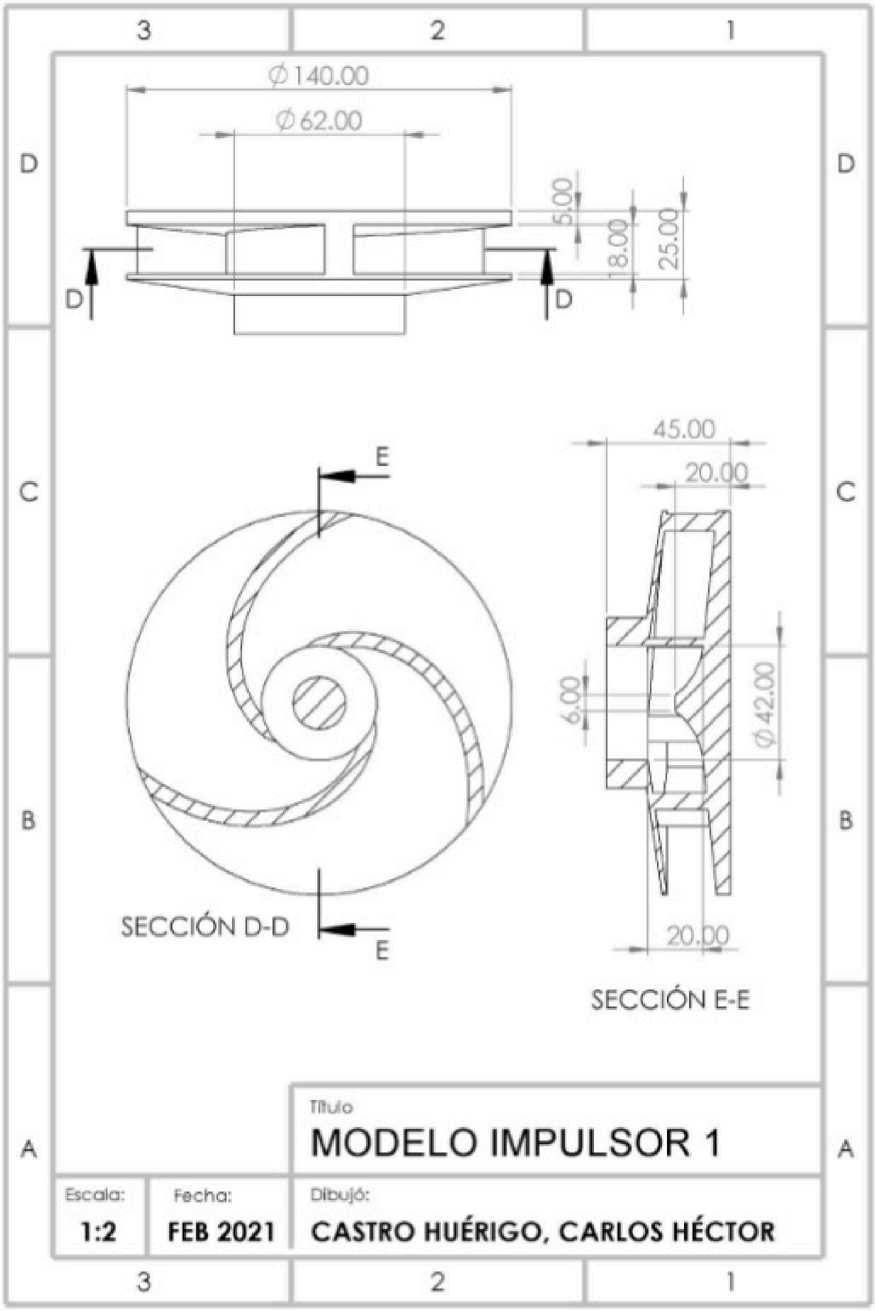


Ilustración 19. Plano del modelo del impulsor 1

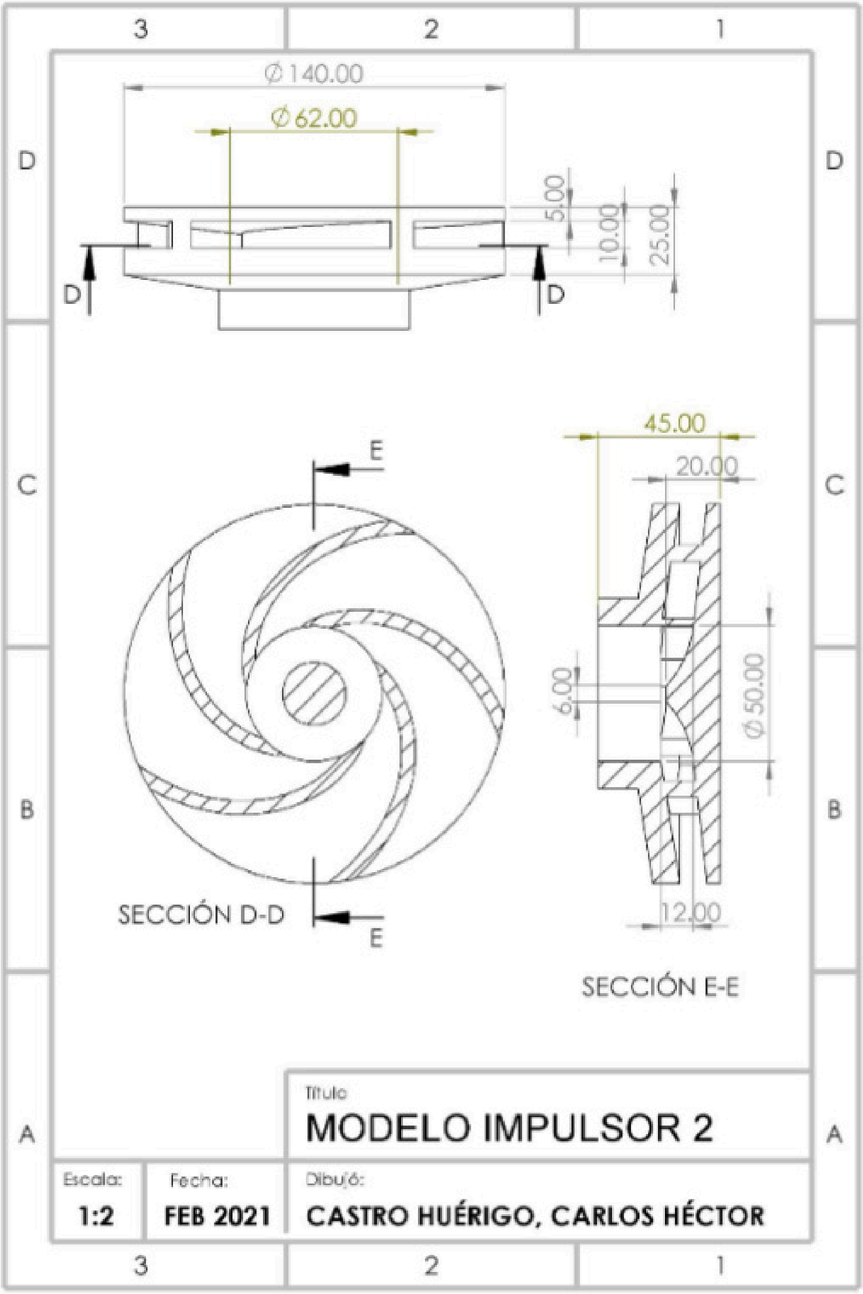


Ilustración 20. Plano del modelo del impulsor 2

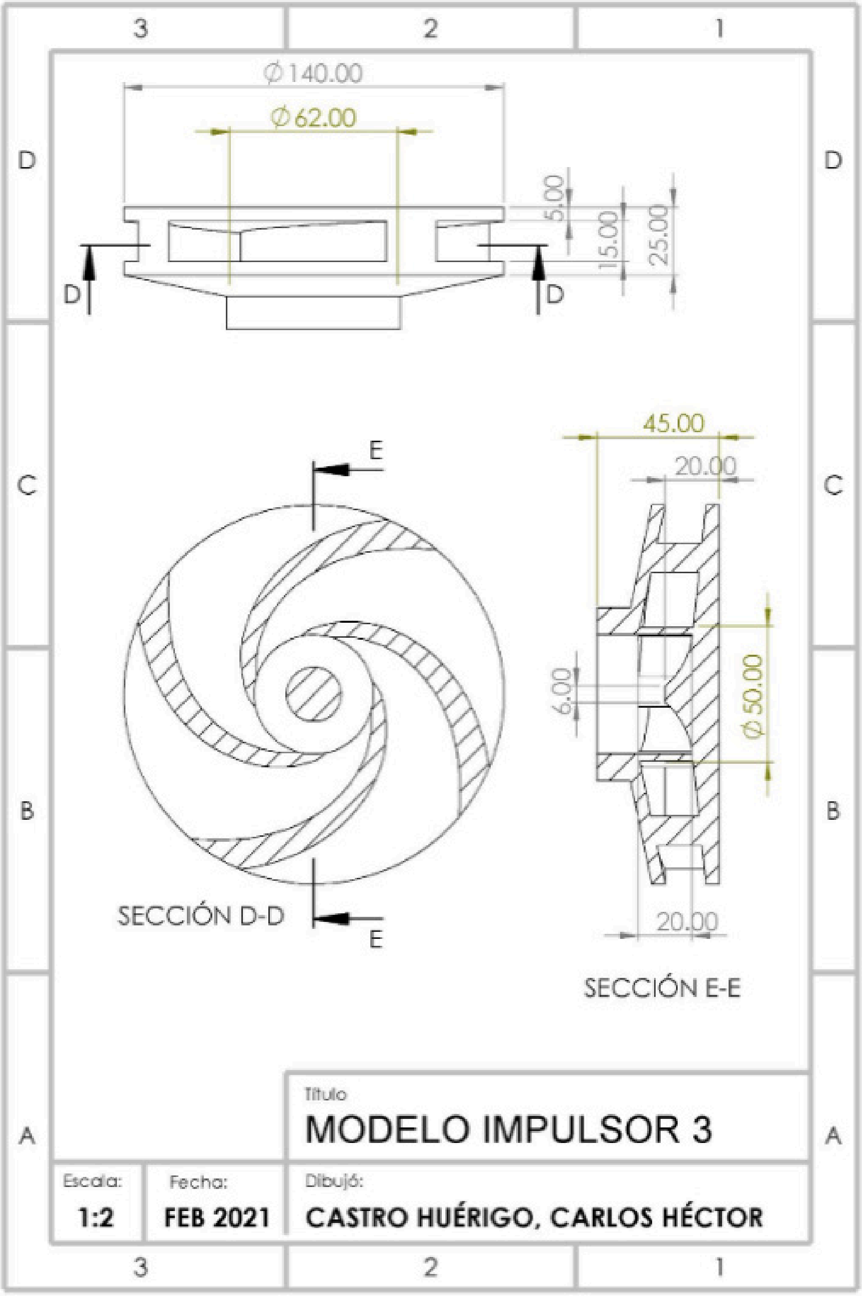


Ilustración 21. Plano del modelo del impulsor 3

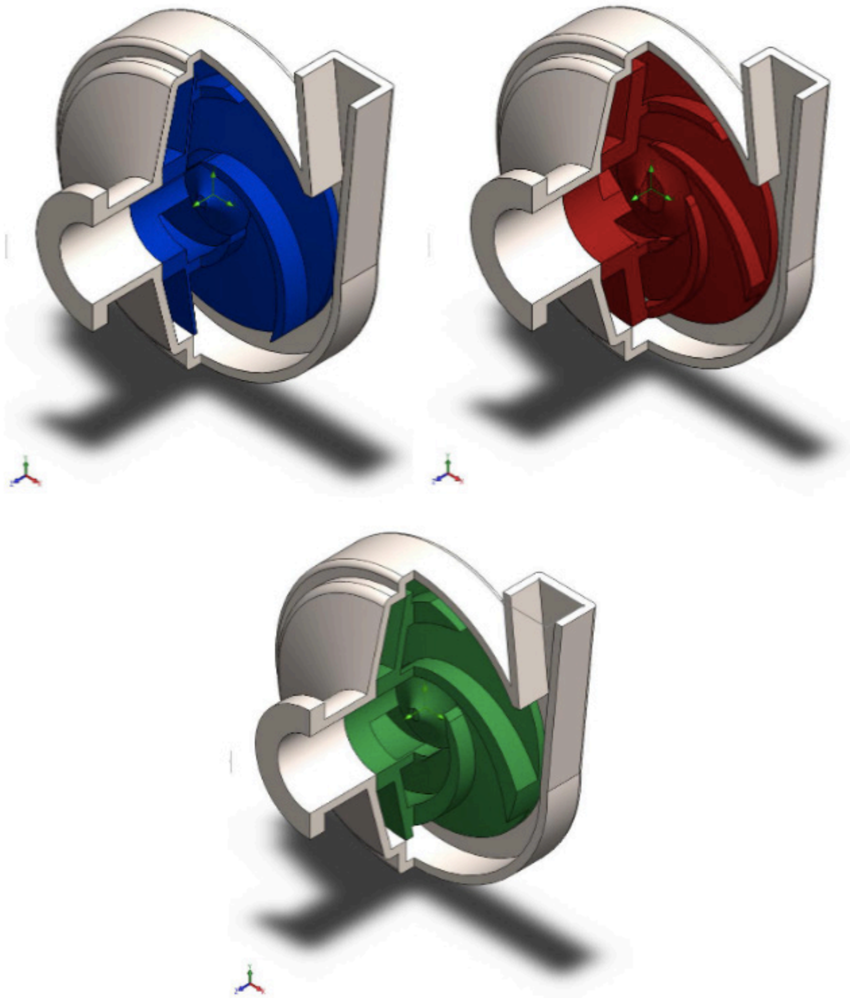


Ilustración 22. Ensamblaje de la voluta y los impulsores; diseño 1, 2 y 3

3 I PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Se midieron las propiedades de salida a la descarga, la presión total, dinámica, estática, la velocidad vertical y la velocidad absoluta. Los resultados se contrastan a continuación:

Se hace énfasis en la presión estática a la salida, pues esta puede ser considerada como la presión que un manómetro mediría a la descarga, de esta forma podemos obtener la altura producida por la bomba como la diferencia de estas presiones en metros de columna de fluido. Para la simulación en *Solidworks*, la presión medida es absoluta, es decir, considera la presión atmosférica; en *Fluent,* es manométrica y no considera la presión de atmósfera. Por este motivo se tiene que realizar una corrección a la presión estática y

total. Dicha información se contrasta con los resultados esperados de los cálculos teóricos y se presentan en gráficos comparativos.

En conjunción, se analizarán gráficas de distribución de las presiones y velocidades dentro de cada uno de los modelos. Mediante un análisis detenido del comportamiento del fluido en un gráfico del alzado de la bomba, se pueden detectar anomalías, puntos críticos, oportunidades de mejora del diseño. En la tabla 6 se observan los resultados de presión estática, presión total, presión dinámica, flujo volumétrico, velocidad absoluta y velocidad en Y, obtenidos de *Solidworks® Flowsimulation* y *ANSYS® Fluent*, para los diseños 1, 2 y 3. En la ilustración 23 se muestran los gráficos de presión absoluta obtenidos de *Solidworks® Flowsimulation* y *ANSYS® Fluent,* como parte de la comparativa entre ambos softwares. En la ilustración 24 se observa el gráfico de contraste de alturas producidas por la bomba en los diseños 1,2 y 3, en donde se diferencian los resultados obtenidos por ambos simuladores. Las ilustraciones de 25 a 30, muestran los resultados de simulación de velocidad y presión para los modelos 1, 2 y 3, analizados con *Solidworks® Flowsimulation.* Las ilustraciones de 31 a 36, muestran los resultados de simulación de velocidad y presión para los modelos 1, 2 y 3, analizados con *ANSYS® Fluent.*

RESULTADOS DE SIMULACIÓN				
#	Propiedad	Valor		Unidades
		SW	Fluent	
Diseño 1	Presión estática	425389.2	307370	[Pa]
	Presión total	427777.5	310523.5	[Pa]
	Presión dinámica	2388.303	3153.5	[Pa]
	Flujo volumétrico	-0.004	-0.004	[m^3/s]
	Velocidad absoluta	2.187239	2.1813	[m/s]
	Velocidad en Y	2.056307	1.4277	[m/s]
Diseño 2	Presión estática	391217.9	295230	[Pa]
	Presión total	393824.1	297751.8	[Pa]
	Presión dinámica	2606.204	2521.8	[Pa]
	Flujo volumétrico	-0.004	-0.004	[m^3/s]
	Velocidad absoluta	2.283341	1.799	[m/s]
	Velocidad en Y	2.056307	1.4277	[m/s]
Diseño 3	Presión estática	375980.7	311760	[Pa]
	Presión total	378638.2	314123.8	[Pa]
	Presión dinámica	2657.473	2363.8	[Pa]
	Flujo volumétrico	-0.004	-0.004	[m^3/s]
	Velocidad absoluta	2.304698	1.7801	[m/s]
	Velocidad en Y	2.056307	1.4277	[m/s]

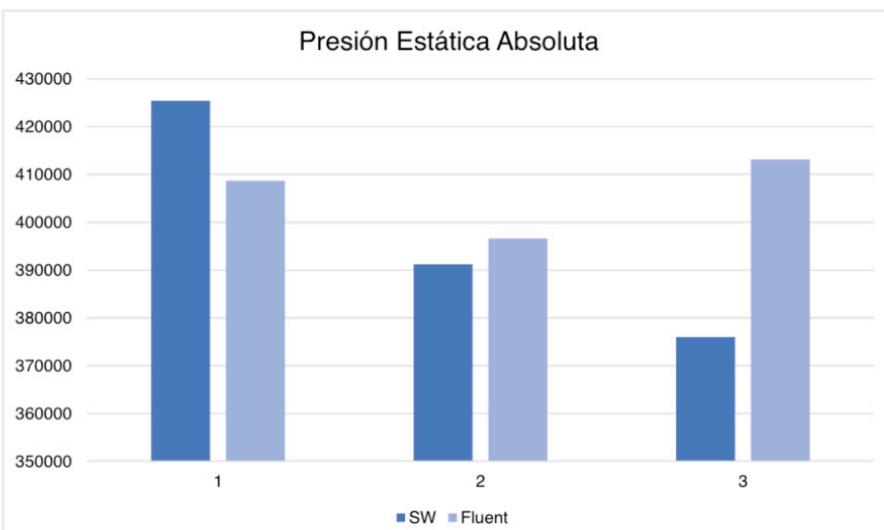
Tabla 6. Resultados de Simulación

CONTRASTE DE ALTURAS				
Diseño	1	2	3	Unidades
Teoría	20.56	21.73	22.58	*m*
SW	28.06	24.58	23.02	*m*
Fluent	26.36	25.12	26.81	*m*

Tabla 7. Contraste de resultados entre modelos de simulación y teoría

GRÁFICA				
Característica		SW	Fluent	Unidades
Presión Estática absoluta	1	425389.19	408695	[Pa]
	2	391217.85	396555	[Pa]
	3	375980.73	413085	[Pa]
Presión total absoluta	1	427777.5	411848.5	[Pa]
	2	393824.06	399076.8	[Pa]
	3	378638.2	415448.8	[Pa]

Tabla 8. Presiones absolutas de simulación



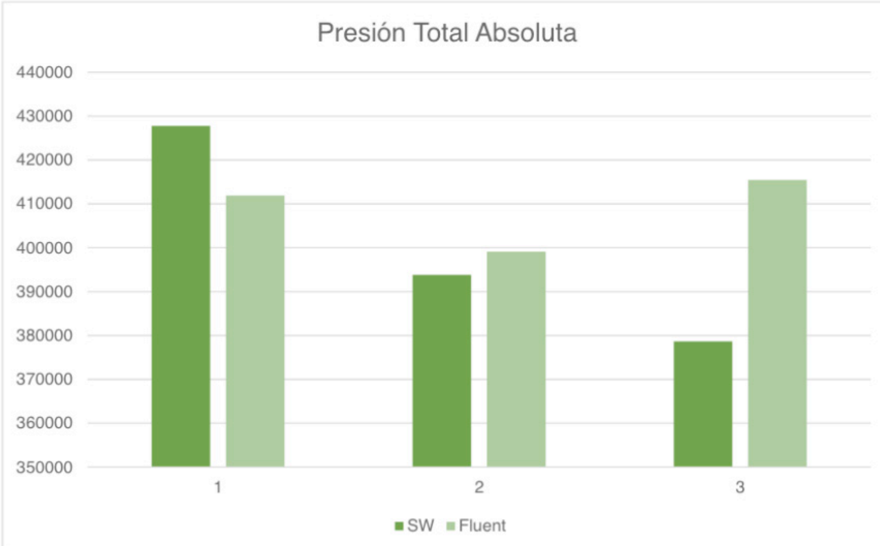


Ilustración 23.Gráficos de contraste Presiones Absolutas

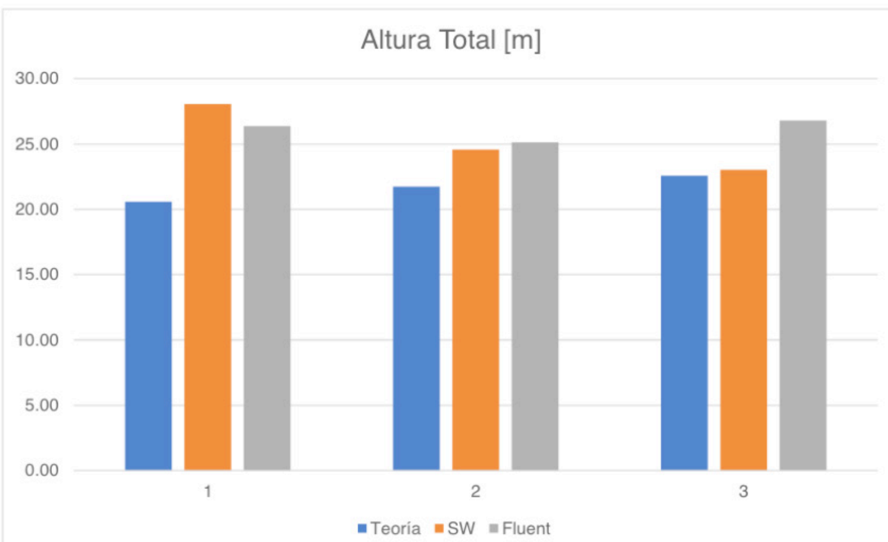


Ilustración 24. Gráfico de contraste altura total producida por la bomba

Observando cada uno de los diseños se puede dictaminar una cercanía entre la simulación que proporciona *Solidworks* y la de *Fluent*. Según ilustración 23, el diseño 3 parece ser el de mayor diferencia entre los valores de presión, realmente esto se traduce en aproximadamente 3 m de altura final según gráfico de ilustración 24. Esta pérdida de presión y ganancia de altura se documentó también en Gómez & Zarate (2004). se puede observar que en los modelos 1 y 2, las diferencias de presión son menores (ver ilustración 23), resultando una discrepancia de 2 m de altura final de dichos modelos (ver ilustración 24).

Es importante resaltar que los resultados teóricos, fueron los que arrojaron los resultados más bajos en cuanto la ganancia de presión por unidad de masa. Este fenómeno ocurre a menudo a nivel teórico, ya que cuando el modelo es más conservador, ofrece una forma más sencilla y rápida de realizar las estimaciones, por lo que es de esperarse que los resultados no sean tan cercanos a la realidad, por lo tanto, bajo esta metodología, los sistemas y máquinas son diseñados para sobrepasar las características deseadas.

En cuanto a los resultados en conjunto de cada uno de los diseños se mantuvieron alrededor de los 24 m, sobrepasando los 20 m que se esperaban al realizar las aproximaciones iniciales, validando de esta manera los 3 diseños analizados.

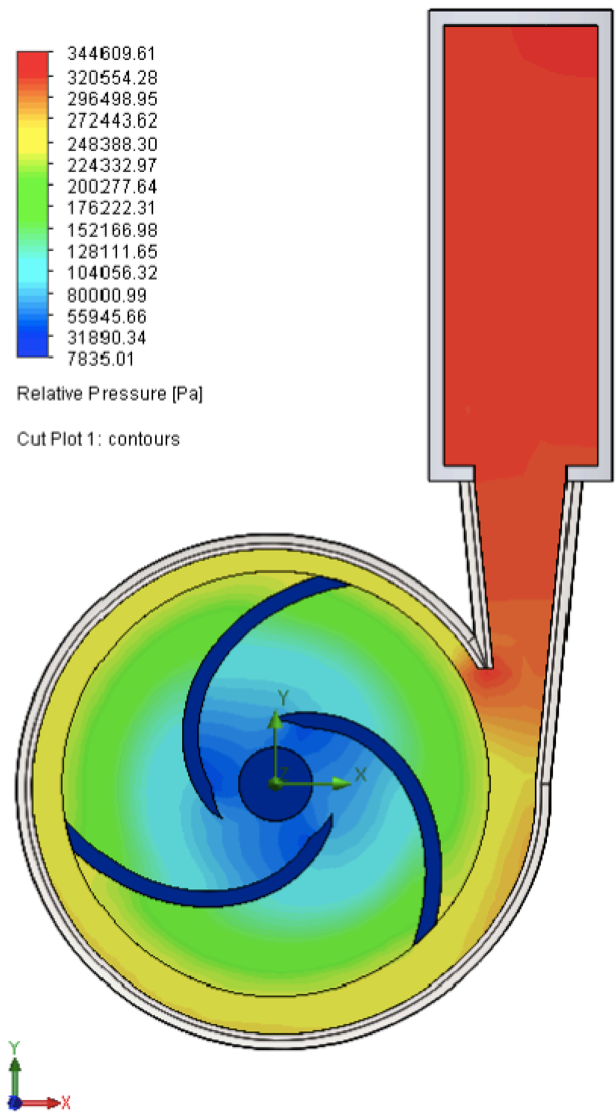


Ilustración 25. Simulación SW. Modelo 1, gráfico de presiones

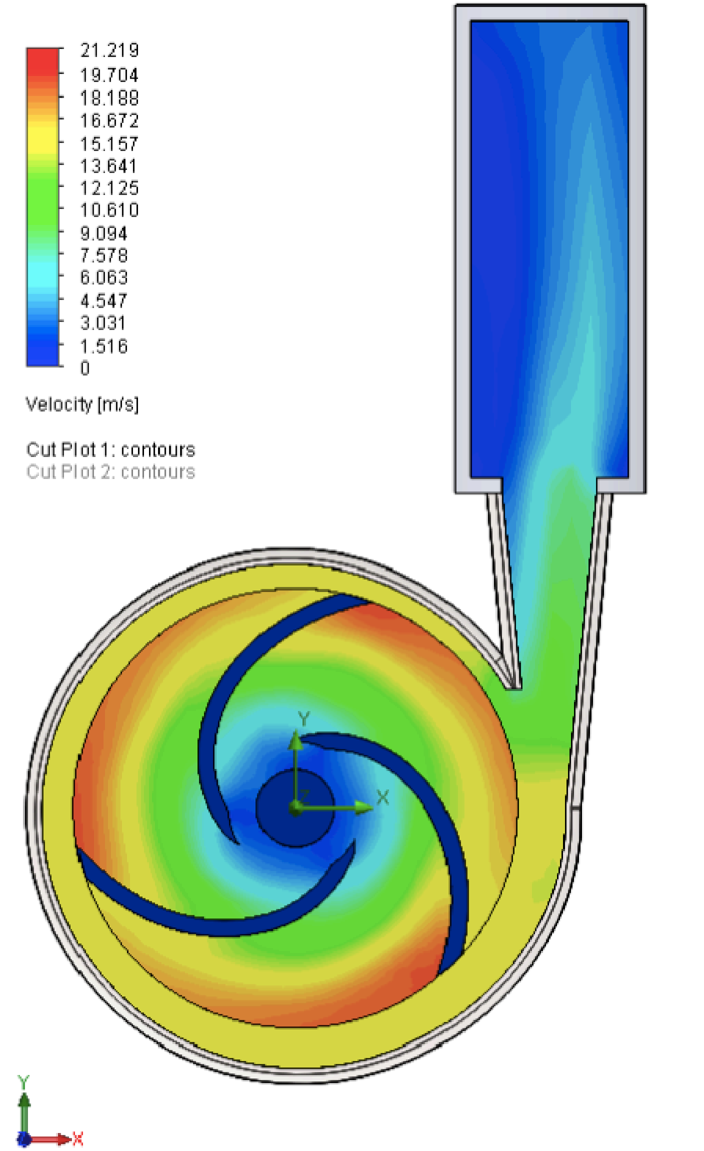


Ilustración 26. Simulación SW. Modelo 1. Gráfico de velocidad

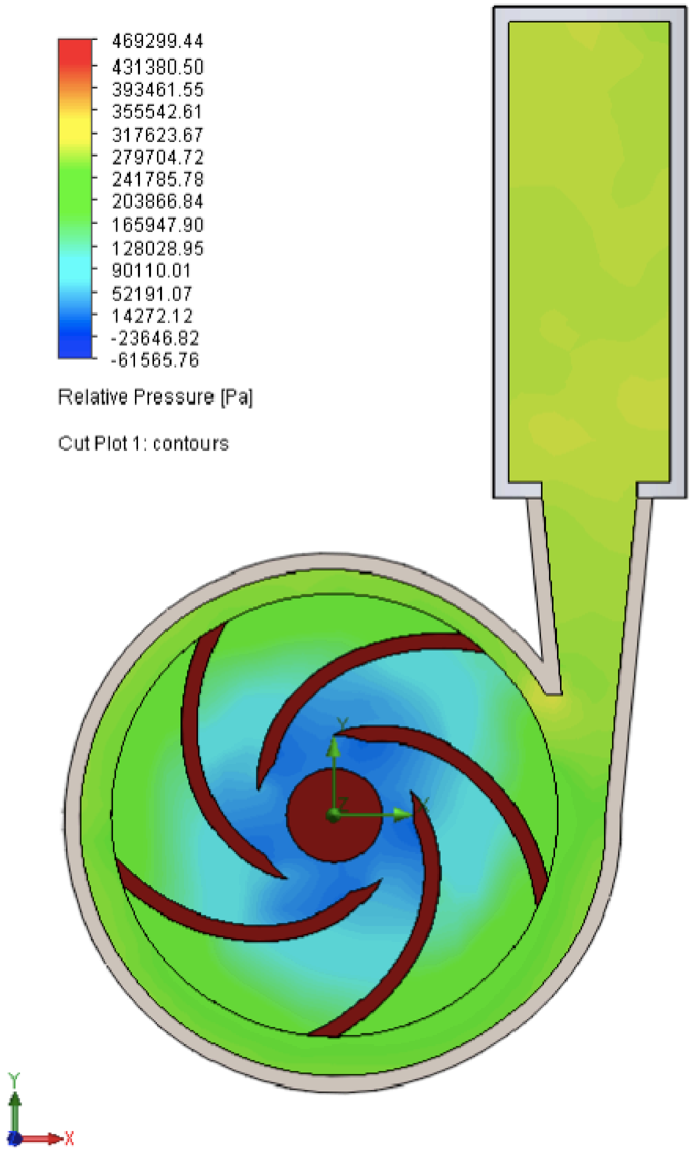


Ilustración 27. Simulación SW. Modelo 2. Gráfico de presiones

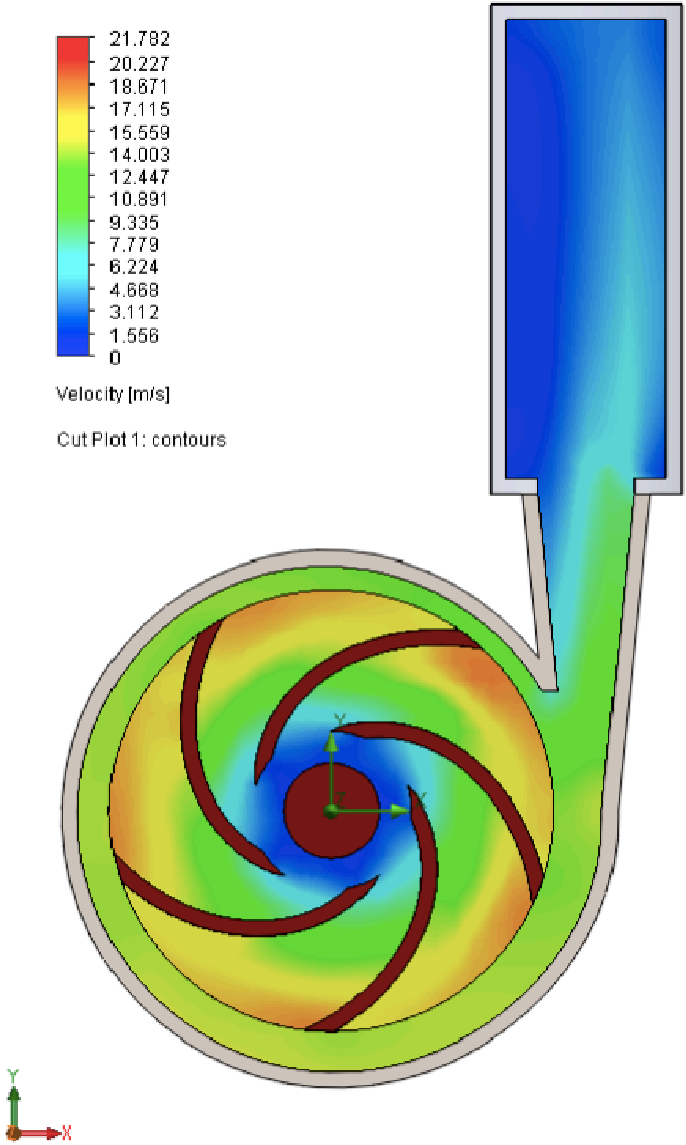


Ilustración 28. Simulación SW. Modelo 2. Gráfico de velocidad

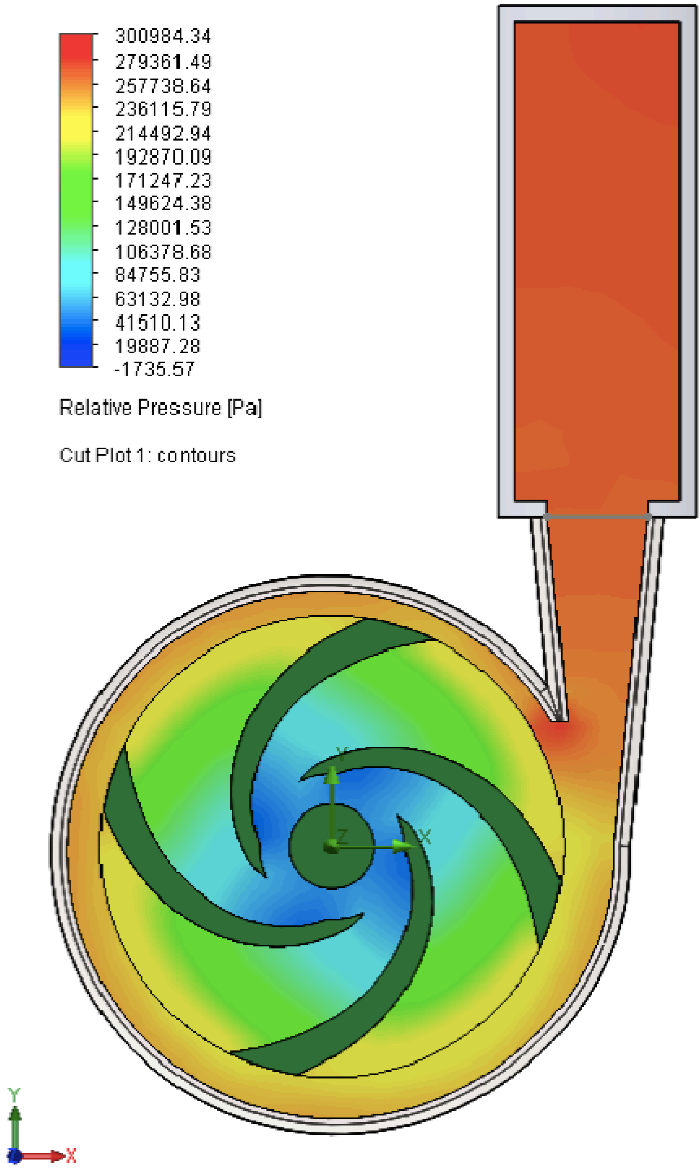


Ilustración 29. Simulación SW. Modelo 3. Gráfico de presiones

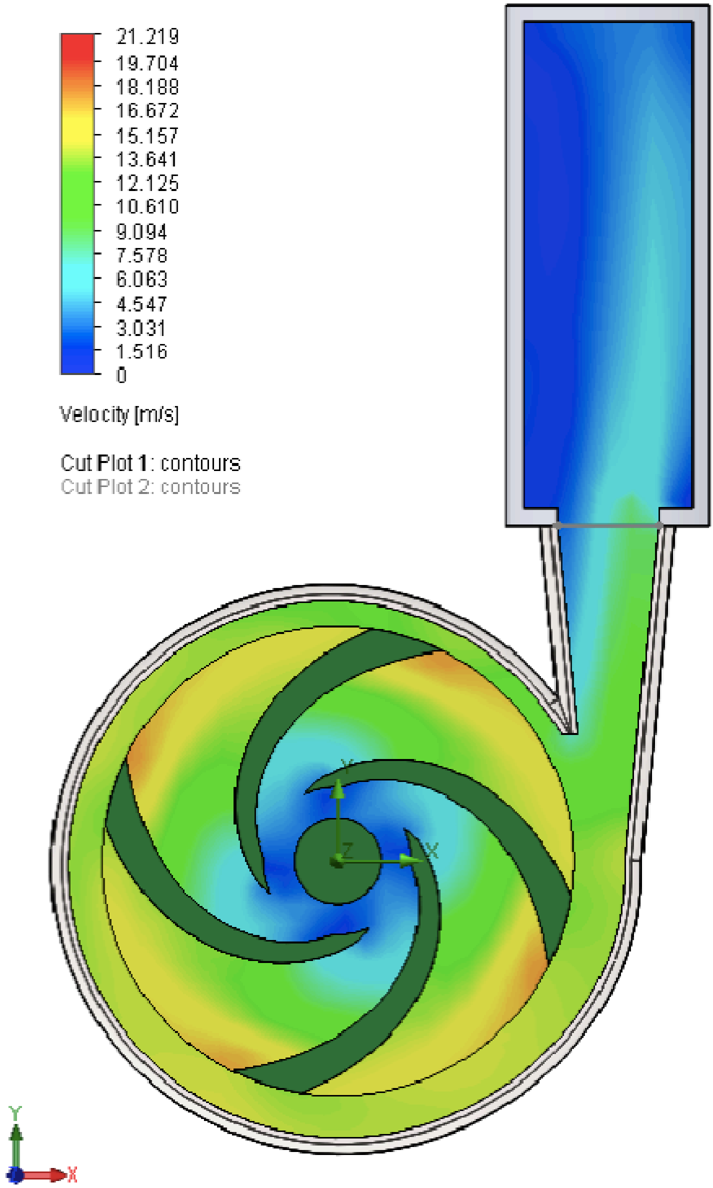


Ilustración 30. Simulación SW. Modelo 3. Gráfico de velocidad

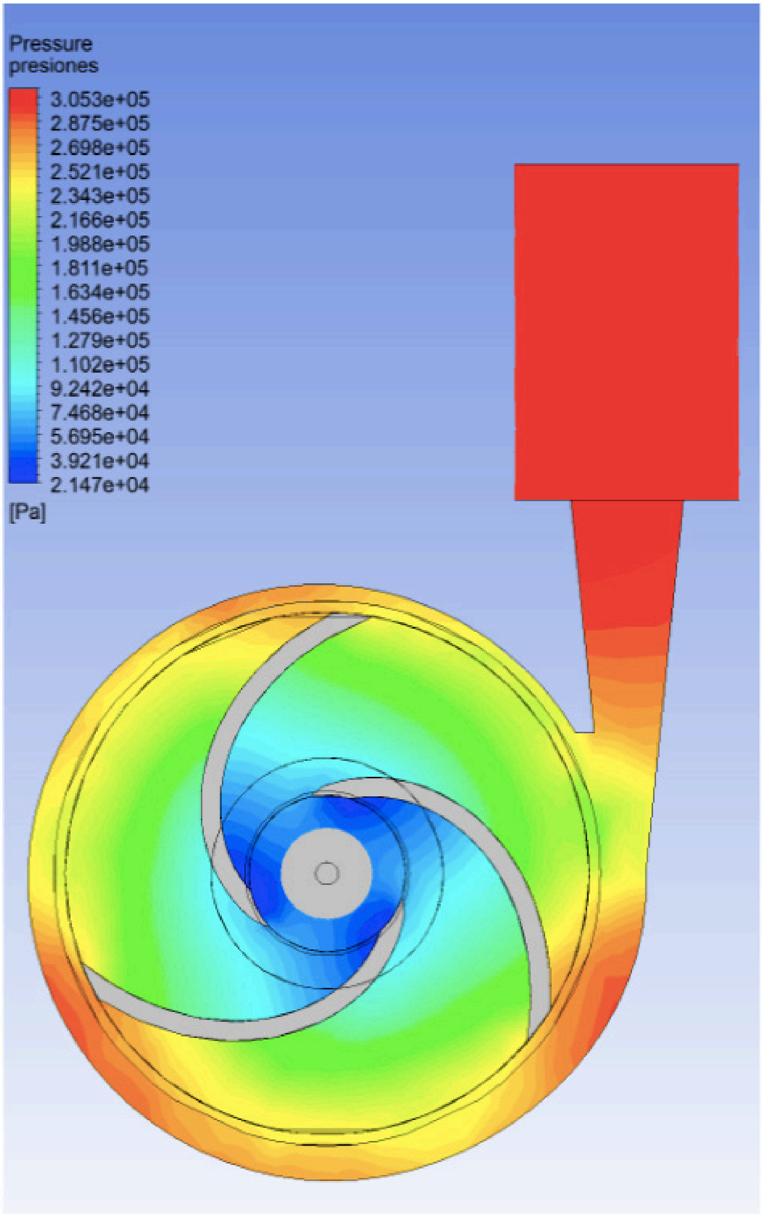


Ilustración 30. Simulación Fluent. Modelo 1. Gráfico de presiones

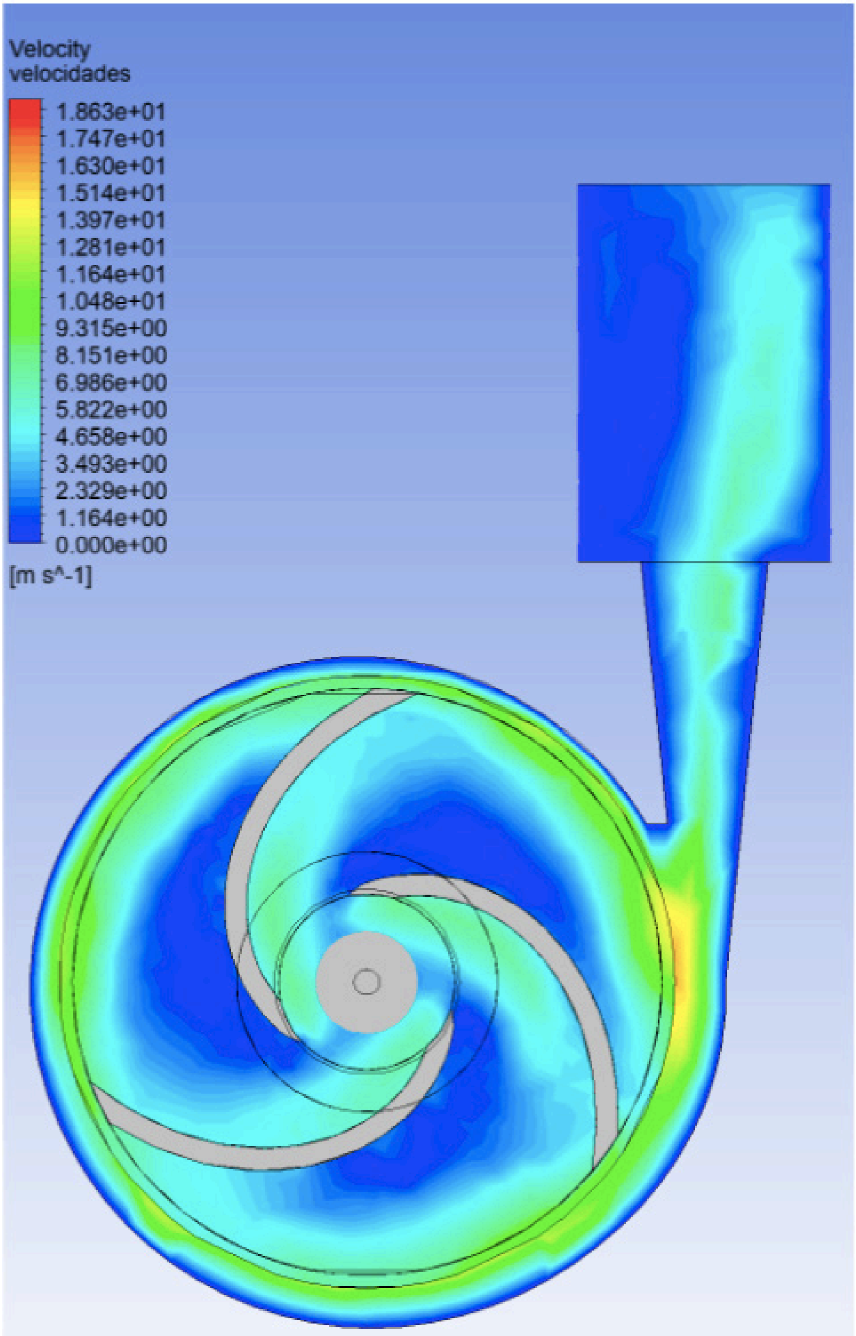


Ilustración 31. Simulación Fluent. Modelo 1. Gráfico de velocidad

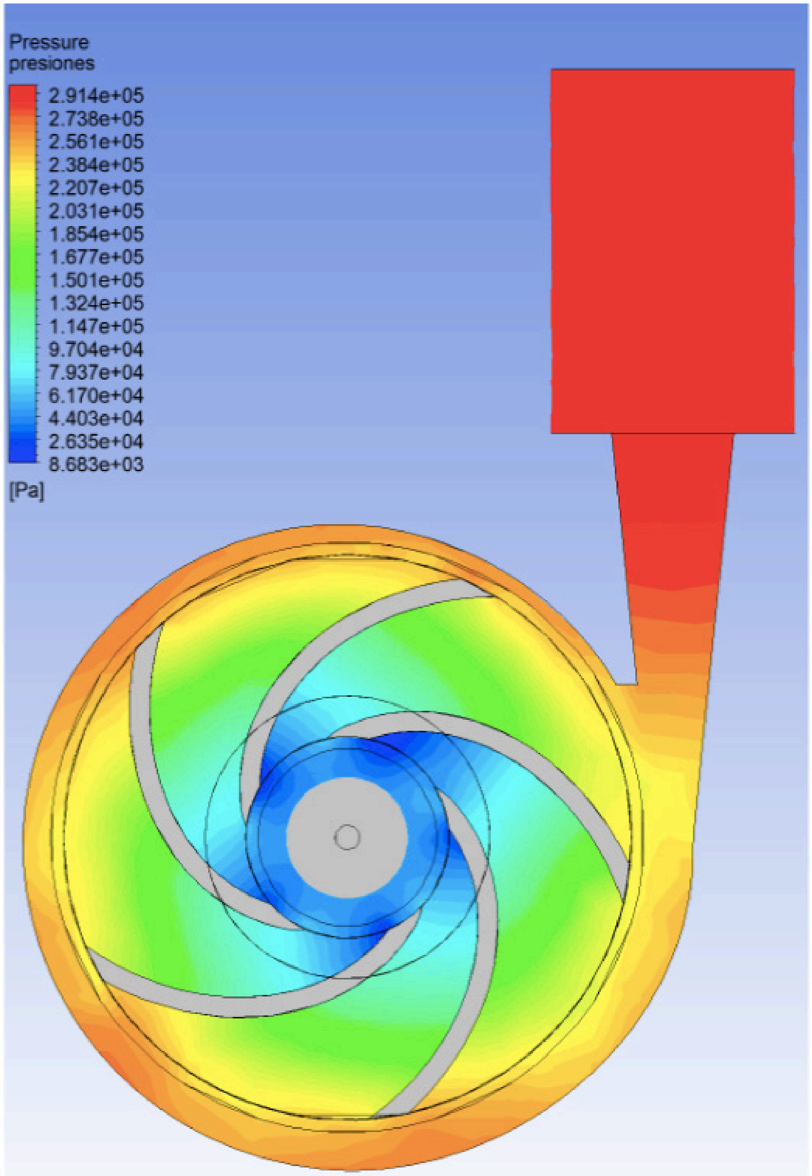


Ilustración 32. Simulación Fluent. Modelo 2. Gráfico de presiones

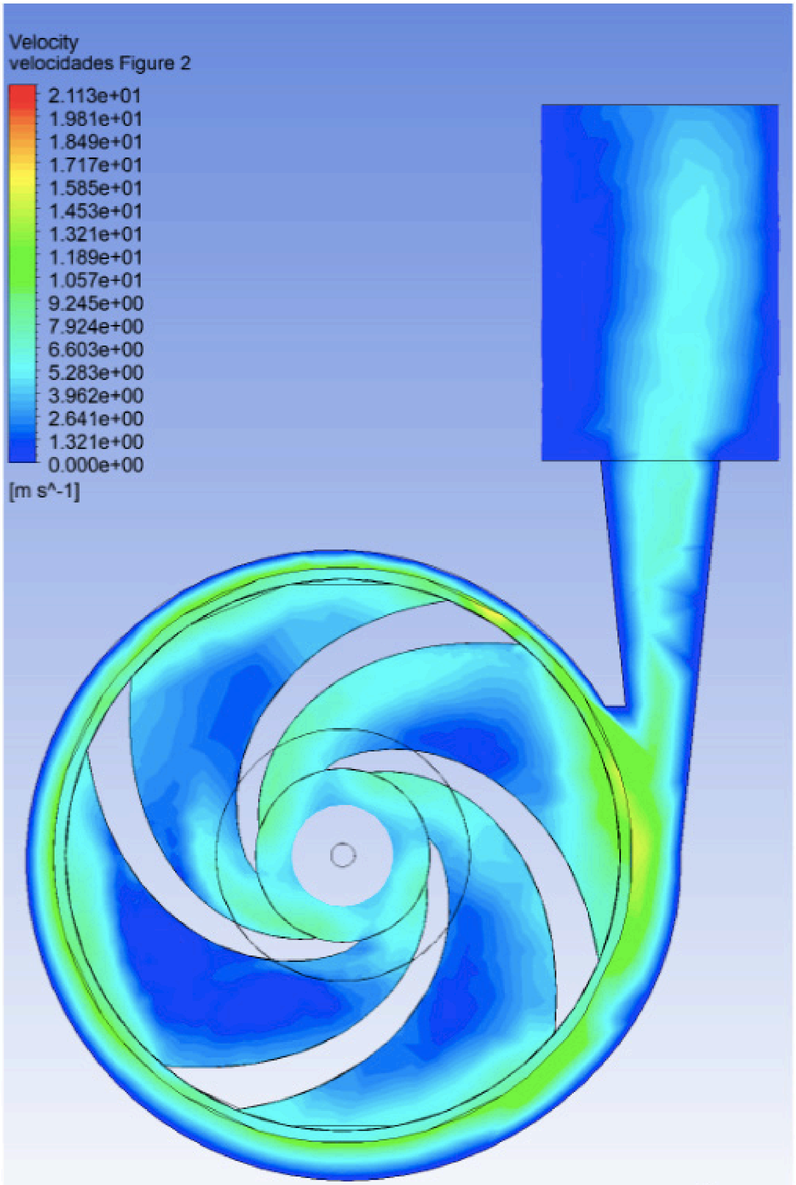


Ilustración 33. Simulación Fluent. Modelo 2. Gráfico de velocidad

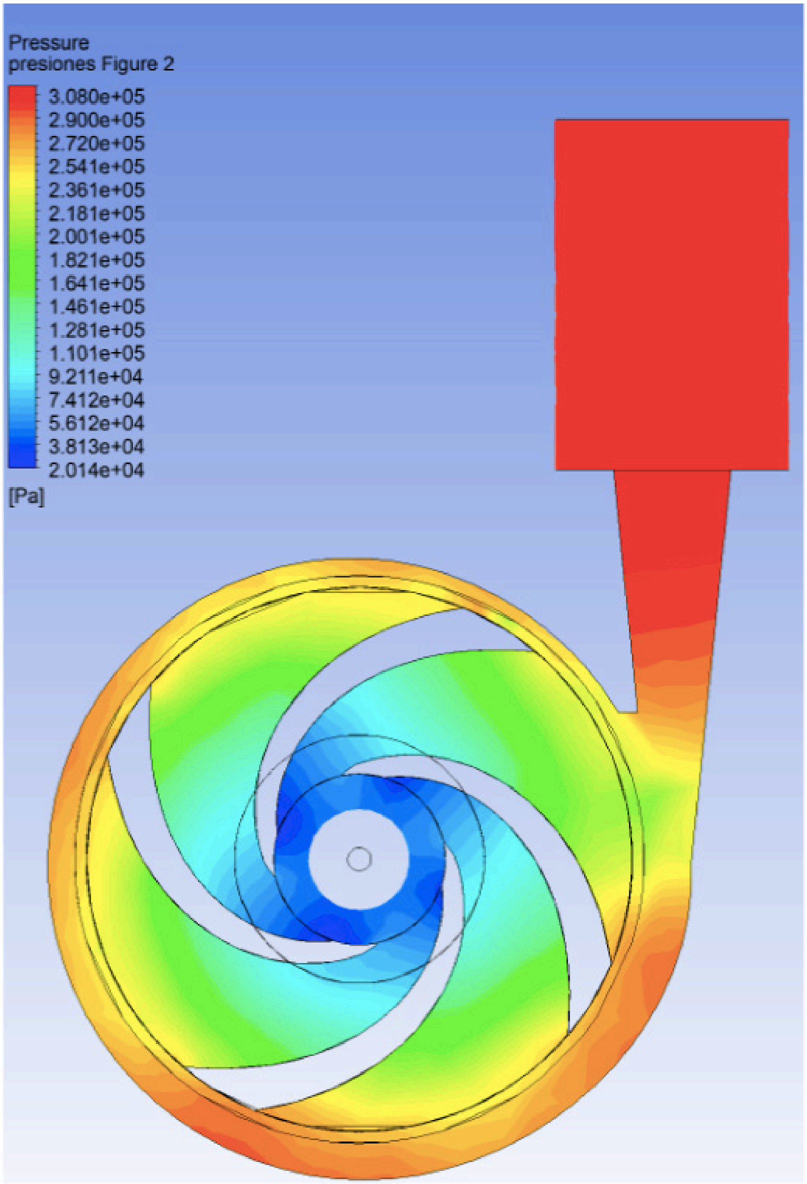


Ilustración 34. Simulación Fluent. Modelo 3. Gráfico de presiones

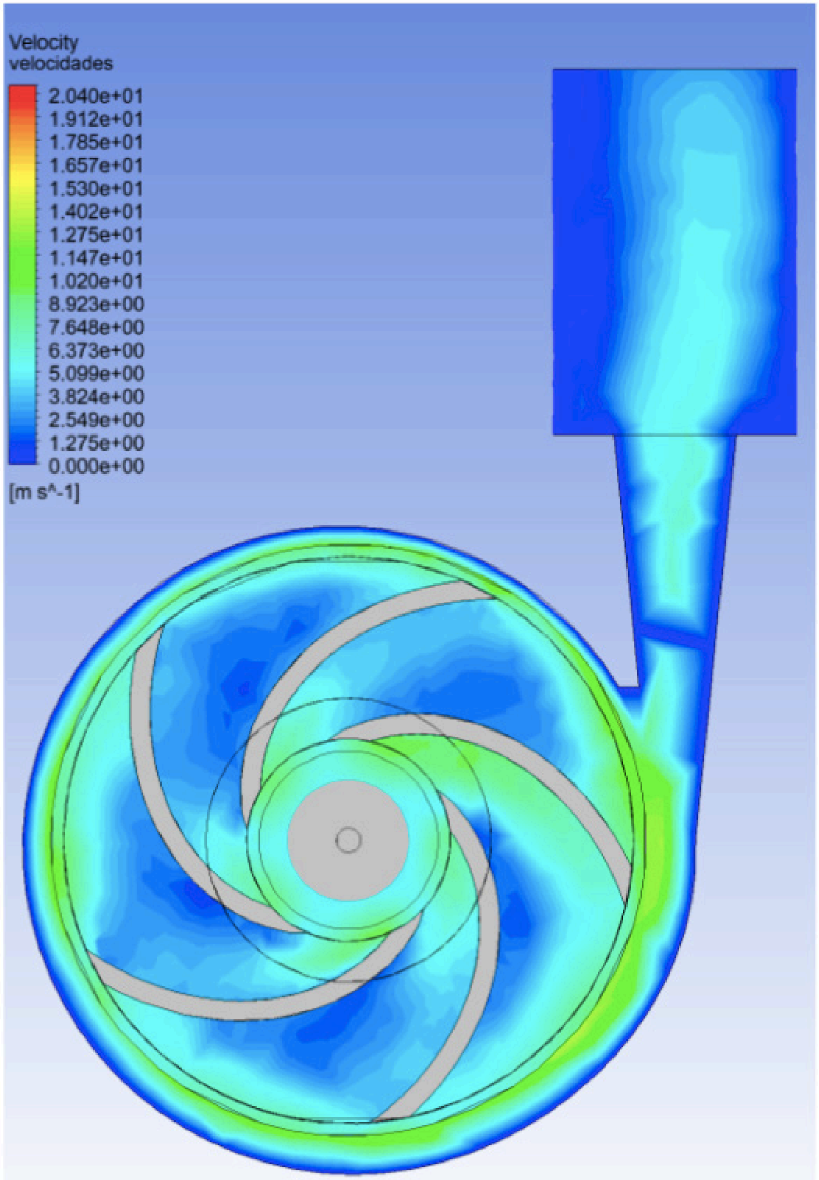


Ilustración 35. Simulación Fluent. Modelo 3. Gráfico de velocidad

Observando las gráficas presentadas se pueden notar que los fenómenos resaltados en el marco teórico se presentan también en las simulaciones. Como se comentó, los gráficos permiten, de forma llamativa y amigable, discernir lo que está sucediendo dentro del modelo simulado.

Si seguimos el flujo del líquido en los resultados de simulación, lo primero que notaremos es que las presiones más bajas se encuentran a la entrada del impulsor. Esto es

un fenómeno esperado pues es en esta área donde el fluido tiene altas velocidades y por lo tanto sufre de altas pérdidas por fricción y conversión a energía cinética derivado del efecto Bernoulli, documentado también por Oliveira (2002), Evans (2012), Lal & Deshmurkh (2018), Güner & Özbayer (2020) y Altyntsev et al. (2021) . En estas zonas se debe monitorear los niveles de presión para asegurar que la presión no baje a más del punto de vaporización y de esta forma se presente la cavitación.

También podemos analizar como la velocidad absoluta dentro del impulsor aumenta respecto al radio desde donde se mide. De esta forma corroboramos el funcionamiento del impulsor, ya que este debe transmitirle cada vez más energía al fluido conforme pasa más tiempo siendo impulsado por este (Chapallaz et al., 1992).

Otro aspecto importante que se puede notar en la cuchilla presente entre el cono difusor y el punto donde comienzo la voluta. Este espacio puede causar turbulencias y ser fuente de pérdidas, siempre ha sido un punto importante de diseño (Duarte, 2011).

La voluta es una sección que no se considera tan relevante en comparación al impulsor, sin embargo, es un componente de gran impacto en la eficiencia de la bomba como sistema. En los gráficos se puede ver cómo, a pesar de que la voluta cada vez recoge más material alrededor de la trayectoria que la espiral define la carcasa, la velocidad no tiene variaciones importantes, lo cual contribuye a menor cantidad de pérdidas y por lo tanto mayor eficiencia.

Siguiendo la misma idea de la voluta, el cono difusor convertirá la velocidad recogida por la carcasa en presión. En la tubería de descarga es el punto donde la presión debe ser mayor, ya que, para ese punto, la energía ya fue suministrada por el impulsor y también fue convertida a presión por la carcasa. Dicha zona es un buen indicador de la eficiencia de la bomba, pues a ese punto se pueden medir las características del fluido. Efectivamente, y como se dijo anteriormente, midiendo la entrada y la salida se puede obtener una altura útil.

CONCLUSIONES

El diseño de una máquina es un problema que puede ser abordado desde distintos puntos de vista, como puede ser uno meramente práctico y empírico, o como un ejercicio de cálculos complejos que se aproximan a la realidad. En este proyecto se demostró la viabilidad de una metodología que toma las fortalezas de dos métodos de diseño fundamentales; la teoría y la simulación.

La facilidad de aplicar la bibliografía respecto a diseño de bombas centrífugas, así como su expresión rápida de los resultados mediante hojas de cálculo, son puntos fuertes que tienen ventaja sobre las consideraciones teóricas; no obstante, estos procedimientos llevan consigo muchas suposiciones, valores aproximados y tienden a desviarse de la realidad. La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) ofrece un entorno más cercano a la realidad, con cálculos más complejos pero especializados dentro de modelos complicados y de muchas variables. Su desventaja principal es que requieren más recursos tanto computacionales como de tiempo de cálculo.

Al realizar una primera aproximación mediante cálculos teóricos con la bibliografía y suposiciones adecuadas, podemos reducir la cantidad de modelos simulados necesarios para obtener un diseño óptimo para las condiciones de operación requeridas.

Se demostró que los resultados de ambos métodos son cercanos entre sí, esto fortalece la idea de una metodología unificada. Finalmente, los gráficos, animaciones y demás recursos que ofrece la CFD, son eficaces para detectar problemas en los diseños, y así analizar problemas que puedan surgir y corregirse antes de elaborarse un prototipo físico.

En cuanto al diseño y simulación de los modelos podemos resumir lo siguiente:

- Dentro del diseño 1 se presentan pérdidas de presión por la cuchilla de la voluta.
- En la tubería de descarga del modelo 2, la presión generada no fue tan grande, en comparación a las pérdidas por la cuchilla de la voluta.
- En el modelo 3 la voluta convierte gradualmente la velocidad en presión de forma correcta, al igual que el cono difusor. La excepción es el espacio ubicado en la transición voluta-cono, donde parece haber pérdidas de presión.
- Los modelos 1 y 2 las presiones bajan significativamente a la entrada, por lo que se recomendaría aumentar la altura disponible.
- El diseño 3 parece tener el mejor desempeño de los que se presentaron
- *Fluent* permitió dar resultados más exactos y con mayor precisión que SolidWorks.
- La descarga en los tres modelos genera turbulencias que disminuyen el rendimiento de la bomba.

RECOMENDACIONES

El proyecto realizado permitió dar un acercamiento más integral de los diversos modelos utilizados dentro del diseño de una máquina compleja, en este caso de estudio se propuso una bomba centrífuga. Comenzando por un primer acercamiento con cálculos y bibliografía que se recomienda ampliamente en un modelo metodológico, iterativo y con variables de diseño a elegir para encontrar una inicialización cercana a la realidad del diseño a producir. Posteriormente se canalizó la información obtenida a un entorno virtual de simulación de dinámica de fluido computacional que permite acercar aún más a la realidad las características deseadas del modelo.

La metodología, las ecuaciones, la bibliografía, así como las hojas de cálculo y ambos softwares de simulación y diseño, se recomiendan ampliamente como herramientas fundamentales para el proceso de generar máquinas (o componentes de estas) capaces de trabajar a las condiciones de operación esperadas.

Todo lo anterior mencionado puede corroborarse de acuerdo con la forma en que los modelos lograron acercarse entre sí con los resultados obtenidos. Si bien cada entorno tiene sus ventajas, por ejemplo, los cálculos teóricos son accesibles, no requieren de procesamiento de cómputo ni software y hardware costoso, sin embargo, los errores pueden ser más recurrentes en este tipo de técnicas. Por otra parte, tenemos métodos (con base a las condiciones teóricas) más precisos y complejos como *ANSYS Fluent*, sin olvidar un balance más amigable pero efectivo que representa SolidWorks, con la desventaja de que tenemos que tener acceso al software y hardware. De ahí la importancia de conocer ambos, con la intención de siempre tomar la mejor opción para resolver los problemas que, como ingenieros, afrontamos dentro de un ambiente de desarrollo tecnológico y práctico, pudiendo incluir soluciones combinadas de validación.

REFERENCIAS

Altyntsev, I., Homa, D., & Peczkis, G. (2021). Modifications of propeller pumps design algorithm. Numerical and laboratory tests. *Journal Of Physics: Conference Series*, *1741*, 012025. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012025

Ballesteros, R., González, J., Fernandez, J. M., & Argüelles, K. M. (2003). Técnicas numéricas en Mecánica de Fluidos. In *Universidad de Oviedo*.

Barreto, R. P. (2004a). Cavitación y materiales de construcción en las bombas centrífugas. *Minería y Geología*, *20*(3–4), 114–118.

Barreto, R. P. (2004b). Procedimiento para evaluar y seleccionar bombas centrífugas. *Minería y Geología*, *20*(1–2), 84–88.

Bernal, J. B. (1979). *Historia social de la Ciencia 1 / La Ciencia en la Historia*. Ediciones Península.

Chapallaz, J., Eichenberger, P., & Fischer, G. (1992). *Manual on pumps used as turbines* (1a ed.). Vieweg.

Cola, G. (2017). MODELAGEM E SIMULAÇÃO CFD DE ROTORES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS. *The Journal Of Engineering And Exact Sciences*, *3*(5). https://doi.org/10.18540/jcecvl3iss5pp0757-0759

Covarrubias, H., Medina, J., & Alvarado, R. (2021). Optimización del Diseño de un Impulsor de Bomba Centrífuga Utilizando Técnicas de Diseño Robusto. *Journal CIM*, *1*(6), 866-893.

Duarte, M. (2011). *Análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga* [Tesis de ingeniería]. Universidad de Carabobo.

Evans, J. (2012). *The Bernoulli Principle*. Pumps and Systems Magazine. Revisado el 25 octubre 2020, en https://www.pumpsandsystems.com/bernoulli-principle

Fernández Díez, P. (2012). *Bombas Centrífugas Y Volumétricas* (Primera). UNIVERSIDAD DE CANTABRIA.

Fontalvo Conrado, C. A., Pineda Arrieta, R., & Duarte Forero, J. (2020). Optimización energética de bombas centrífugas a través de un análisis paramétrico en CFD y modelos de pérdida de energía. *Inge Cuc*, *16*(1), 1–21. https://doi.org/10.17981/ingecuc.16.1.2020.01

Frosina, E., Buono, D., & Senatore, A. (2017). A Performance Prediction Method for Pumps as Turbines (PAT) Using a Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling Approach. *Energies*, *10*(1), 103. https://doi.org/10.3390/en10010103

García, Á. (2020). *Diseño y simulación de una bomba centrífuga mediante su prototipo virtual*. Universidad de Cantabria.

Girdhar, P. & Moniz, O. (2004). *Practical Centrifugal Pumps*. Elsevier.

Gómez Osorio, V., & Zarate Pernett, E. J. (2004). Análisis de los parámetros básicos de diseño de impulsores. *Universidad Tecnológica de Bolívar*, 55.

Graciano, J., Sierra, J., & Torres-Lopez, E. (2020). Instabilities and influence of geometric parameters on the efficiency of a pump operated as a turbine for micro hydro power generation: A review. *Journal Of Sustainable Development Of Energy, Water And Environment Systems*. https://doi.org/10.13044/j.sdewes.d8.0321

Güner, M., & Özbayer, M. (2020). CENTRIFUGAL PUMP DESIGN MATERIALS AND SPECIFICATIONS. *Eskişehir Teknik Üniversitesi Bilim Ve Teknoloji Dergisi B - Teorik Bilimler*. https://doi.org/10.20290/estubtdb.601217

Fraenkel, P. (1986). *Water lifting devices.* Food and Agriculture Organization of the United Nations.

Hill, D. (1996). *A History of Engineering in Classical and Medieval Times*. Routledge.

Lal, B., & Deshmukh, T. (2018). Performance Analysis of Centrifugal Pump at Different Operating Mode. *SMART MOVES JOURNAL IJOSCIENCE*, *4*(11), 8. https://doi.org/10.24113/ijoscience.v4i11.170

Landels, J. (2000). *Engineering in the Ancient World*. Constable.

Lin, T., Zhu, Z., Li, X., Li, J., y Lin, Y. (2021). Theoretical, experimental, and numerical methods to predict the best efficiency point of centrifugal pump as turbine. *Renewable Energy*, *168*, 31-44. https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.12.040

Marchegiani, A. (2004). Bombas Centrifugas. *Universidad Nacional Del Comahue*, *01*, 2. https://doi.org/10.1192/bjp.205.1.76a

Medvitz, R. B., Kunz, R. F., Boger, D. A., Lindau, J. W., Yocum, A. M., & Pauley, L. L. (2002). Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, *124*(2), 377–383. https://doi.org/10.1115/1.1457453

Moniruzzaman, M. (2015). A Study on Dealer's Preference towards Water Pumps with Special Reference to Beacon Pump in Chennai City. *Global Journal of Management and Business Research, 15*(1), 11-20.

Mott Robert L. (2006). *Mecanica de Fluidos* (6ª edición). McGrawHill.

Needham, J. (1965). *Science and Civilisation in China* (Vol. Volumen 4 de Physics & Physical Techonlogy. Parte 2: Mechanical Engineering). Cambridge University Press.

Oliveira, J. (2002). Plant and Equipment I Flow Equipment: Pumps. In J. Oliveira, *Encyclopedia of Dairy Sciences* (2a ed., pp. 145-151). Academic Press. https://doi.org/10.1016/B978-0-12-374407-4.00403-9

Parra, B. Z., & Robles, A. V. (2016). *Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas* (R. Ediciones (ed.); Primera). Universidad Politécnica de Cartagena.

Patil, D., Bhandari, D., Gorkal, A., & Nataraj, J. (2020). Computational Analysis and Design Improvement of an Industrial Centrifugal Pump with Experimental Validation. *Journal Of The Institution Of Engineers (India): Series C*, *101*(3), 493-506. https://doi.org/10.1007/s40032-020-00567-6

Pineda Pérez, H. A. (2014). *Análisis de la distribución de fases en la admisión de una bomba electro sumergible para aplicaciones en mezcla petróleo-gas mediante la dinámica de fluidos computacional* [Tesis de ingenieria] Universidad de los Andes.

Pinto, R. N., Afzal, A., D'Souza, L. V., Ansari, Z., & Mohammed Samee, A. D. (2017). Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art. *Archives of Computational Methods in Engineering*, *24*(3), 467–479. https://doi.org/10.1007/s11831-016-9175-2

Shah, S. R., Jain, S. V., Patel, R. N., & Lakhera, V. J. (2013). CFD for centrifugal pumps: A review of the state-of-the-art. *Procedia Engineering*, *51*(NUiCONE 2012), 715–720. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.01.102

SolidWorks Corporation. (2021). *Introduction to CFD with Flow Simulation*. Revisado el 15 octubre 2020, en https://www.solidworks.com/es/media/introduction-cfd-flow-simulation.

Spence, R., & Amaral-Teixeira, J. (2009). A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump. *Computers and Fluids*, *38*(6), 1243–1257. https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2008.11.013

Skinner, S. (2014). *Hydraulic Fluid Power – A Historical Timeline*. Steve Skinner Presentations.

Xamán, J. y Girón, M. (2015). *Dinámica De Fluidos Computacional Para Ingenieros* (1a ed.). Palibrio.

Yang, S., Kong, F., & Chen, B. (2011). Research on pump volute design method using CFD. *International Journal of Rotating Machinery*, *2011*. https://doi.org/10.1155/2011/137860

ANEXOS

1 I SW MODELO 1

General Info

Run at: LAPTOP-RL53F2F0

Number of cores: 8

Iterations: 4073

Physical time: 5.000 s

CPU time: 2036 s

Log

Mesh generation started 0	16:53:02 , Nov 01
Mesh generation normally finished 0	16:53:05 , Nov 01
Preparing data for calculation 0	16:53:05 , Nov 01
Calculation started 0	16:53:06 , Nov 01
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 4073	17:27:03 , Nov 01
Max. phys. time is reached 4073	
Calculation finished 4073	17:27:03 , Nov 01

Calculation Mesh

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	8
Number of cells in Y	16
Number of cells in Z	10

Number Of Cells

Cells	7192
Fluid cells	7192
Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 2

Goals

Name	Unit	Value	Progress	Criteria	Delta	Use in convergence
SG Average Static Pressure 1	Pa	425389.19	100	557981.69	18.6610352	On
SG Average Total Pressure 1	Pa	427777.50	100	557981.598	17.413624	On
SG Average Dynamic Pressure 1	Pa	2388.30	100	4.39000118	1.27658957	On
SG Volume Flow Rate 1	m^3/s	-0.0040	100	1.30034807e-05	2.20817375e-12	On
SG Average Velocity 1	m/s	2.187	100	0.00211933035	0.000583320545	On
SG Average Velocity (Y) 1	m/s	2.056	100	3.65630235e-05	1.13517151e-09	On

Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m^3]	997.55	997.56
Pressure [Pa]	109160.01	445934.61
Temperature [K]	293.20	293.25
Temperature (Fluid) [K]	293.20	293.25
Velocity [m/s]	0	21.219
Velocity (X) [m/s]	-21.054	20.977
Velocity (Y) [m/s]	-20.675	21.049
Velocity (Z) [m/s]	-4.184	2.179
Velocity RRF [m/s]	0	17.757
Velocity RRF (X) [m/s]	-15.752	16.398
Velocity RRF (Y) [m/s]	-17.749	15.579
Velocity RRF (Z) [m/s]	-4.184	2.179
Vorticity [1/s]	3.88e-07	2061.79
Relative Pressure [Pa]	7835.01	344609.61
Shear Stress [Pa]	0	1171.38
Bottleneck Number [ ]	7.2393817e-10	1.0000000
Heat Transfer Coefficient [W/m^2/K]	0	0

ShortCut Number [ ]	7.2183213e-12	1.0000000
Surface Heat Flux [W/m^2]	0	0
Surface Heat Flux (Convective) [W/m^2]	-2.759e+09	3.609e+09
Acoustic Power [W/m^3]	0	2.933e-09
Acoustic Power Level [dB]	0	34.67

2 I SW MODELO 2

General Info

Run at: LAPTOP-RL53F2F0

Number of cores: 8

Iterations: 4097

Physical time: 5.000 s

CPU time: 2299 s

Log

Mesh generation started 0	13:45:34 , Nov 01
Mesh generation normally finished 0	13:45:37 , Nov 01
Preparing data for calculation 0	13:45:37 , Nov 01
Calculation started 0	13:45:39 , Nov 01
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 4097	14:23:57 , Nov 01
Max. phys. time is reached 4097	
Calculation finished 4097	14:23:58 , Nov 01

Calculation Mesh

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	8
Number of cells in Y	16
Number of cells in Z	10

Number Of Cells

Cells	6781
Fluid cells	6781
Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 2

Goals

Name	Unit	Value	Progress	Criteria	Delta	Use in convergence
SG Average Static Pressure 1	Pa	391217.85	100	2343084.87	49.6322255	On
SG Average Total Pressure 1	Pa	393824.06	100	2343085.03	51.5094807	On
SG Average Dynamic Pressure 1	Pa	2606.20	35	2.6556772	7.52576844	On
SG Volume Flow Rate 1	m^3/s	-0.0040	100	1.26708927e-05	1.65423231e-12	On
SG Average Velocity 1	m/s	2.283	38	0.00116888345	0.00309669952	On
SG Average Velocity (Y) 1	m/s	2.056	100	8.49353775e-05	8.50402859e-10	On

Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m^3]	997.54	997.57
Pressure [Pa]	39759.24	570624.44
Temperature [K]	293.18	293.30
Temperature (Fluid) [K]	293.18	293.30
Velocity [m/s]	0	21.782
Velocity (X) [m/s]	-21.053	21.137
Velocity (Y) [m/s]	-20.792	21.049
Velocity (Z) [m/s]	-3.115	2.703
Velocity RRF [m/s]	0	17.285

Velocity RRF (X) [m/s]	-15.584	15.233
Velocity RRF (Y) [m/s]	-17.282	14.805
Velocity RRF (Z) [m/s]	-3.115	2.703
Vorticity [1/s]	9.52e-05	20159.76
Relative Pressure [Pa]	-61565.76	469299.44
Shear Stress [Pa]	0	1036.36
Bottleneck Number [ ]	4.4787863e-11	1.0000000
Heat Transfer Coefficient [W/m^2/K]	0	0
ShortCut Number [ ]	7.5164547e-10	1.0000000
Surface Heat Flux [W/m^2]	0	0
Surface Heat Flux (Convective) [W/m^2]	-2.938e+09	2.537e+09
Acoustic Power [W/m^3]	0	4.748e-09
Acoustic Power Level [dB]	0	36.77

3 I SW MODELO 3

General Info

Run at: LAPTOP-RL53F2F0

Number of cores: 8

Iterations: 3728

Physical time: 5.000 s

CPU time: 1731 s

Log

Mesh generation started 0	10:42:37 , Oct 30
Mesh generation normally finished 0	10:42:41 , Oct 30
Preparing data for calculation 0	10:42:42 , Oct 30
Calculation started 0	10:42:43 , Oct 30
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 3728	11:11:33 , Oct 30
Max. phys. time is reached 3728	
Calculation finished 3728	11:11:34 , Oct 30

Warnings: A vortex crosses the pressure opening Boundary Condition : Environment Pressure 1 ; Inlet flow/outlet flow=24.6203

Calculation Mesh

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	8
Number of cells in Y	16
Number of cells in Z	10

Number Of Cells

Cells	7083
Fluid cells	7083
Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 2

Goals

Name	Unit	Value	Progress	Criteria	Delta	Use in convergence
SG Average Static Pressure 1	Pa	375980.73	100	1327557.6	12.8979741	On
SG Average Total Pressure 1	Pa	378638.20	100	1327557.69	12.4916794	On
SG Average Dynamic Pressure 1	Pa	2657.47	100	10.4459428	1.90252327	On
SG Volume Flow Rate 1	m^3/s	-0.0040	100	1.69727575e-05	1.75257638e-12	On
SG Average Velocity 1	m/s	2.305	100	0.00496553513	0.000812937647	On
SG Average Velocity (Y) 1	m/s	2.056	100	8.18451026e-05	9.00958863e-10	On

Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m^3]	997.55	997.56
Pressure [Pa]	99589.43	402309.34
Temperature [K]	293.20	293.24
Temperature (Fluid) [K]	293.20	293.24
Velocity [m/s]	0	21.219
Velocity (X) [m/s]	-21.053	20.977
Velocity (Y) [m/s]	-20.917	21.049
Velocity (Z) [m/s]	-5.193	1.941
Velocity RRF [m/s]	0	15.799
Velocity RRF (X) [m/s]	-14.220	14.157
Velocity RRF (Y) [m/s]	-15.794	14.363
Velocity RRF (Z) [m/s]	-5.193	1.941
Vorticity [1/s]	1.03e-05	1757.75
Relative Pressure [Pa]	-1735.57	300984.34
Shear Stress [Pa]	0	909.82
Bottleneck Number [ ]	1.8093594e-09	1.0000000
Heat Transfer Coefficient [W/m^2/K]	0	0
ShortCut Number [ ]	3.6067590e-11	1.0000000
Surface Heat Flux [W/m^2]	0	0
Surface Heat Flux (Convective) [W/m^2]	-2.538e+09	6.150e+09
Acoustic Power [W/m^3]	0	5.392e-09
Acoustic Power Level [dB]	0	37.32

4 I ANSYS MODELO 1

1. File Report

Case	FFF
File Path	C:\Users\carlo\Documents\ITH\Residencias\Trabajo\Fluent\Simulacion 1\simulacion1_files\dp0\FFF\Fluent\FFF-1-00700.dat.gz
File Date	06 December 2020
File Time	01:47:32 PM
File Type	FLUENT
File Version	20.2.0

Table 1. File Information for FFF

2. Mesh Report

Domain	Nodes	Elements
impulsor	11247	54389
pieza1	7478	36799
pieza2	1043	3640
pieza_3 ensamblaje1	2192	1755
All Domains	21960	96583

Table 2. Mesh Information for FFF

3. Physics Report

Domain - impulsor	
Type	solid
Domain - pieza1	
Type	cell
Domain - pieza2	
Type	cell
Domain - pieza_3 ensamblaje1	
Type	cell

Table 3. Domain Physics for FFF

<table>
<tr><th>Domain</th><th colspan="2">Boundaries</th></tr>
<tr><td rowspan="4">impulsor</td><td colspan="2">Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_4 contact_ region_7 contact_region_4 contact_region_8 src impulsor</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>INTERFACE</td></tr>
<tr><td colspan="2">Boundary - wall impulsor</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>WALL</td></tr>
<tr><td rowspan="4">pieza1</td><td colspan="2">Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_4 contact_ region_7 contact_region_4 contact_region_8 src pieza1</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>INTERFACE</td></tr>
<tr><td colspan="2">Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_4 contact_ region_7 contact_region_4 contact_region_8 trg pieza1</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>INTERFACE</td></tr>
<tr><td rowspan="8">pieza2</td><td colspan="2">Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_4 contact_ region_7 contact_region_4 contact_region_8 src pieza2</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>INTERFACE</td></tr>
<tr><td colspan="2">Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_4 contact_ region_7 contact_region_4 contact_region_8 trg pieza2</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>INTERFACE</td></tr>
<tr><td colspan="2">Boundary - outlet_flow</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>MASS-FLOW-INLET</td></tr>
<tr><td colspan="2">Boundary - wall pieza2</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>WALL</td></tr>
<tr><td rowspan="6">pieza_3 ensamblaje1</td><td colspan="2">Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_4 contact_ region_7 contact_region_4 contact_region_8 trg pieza_3 ensamblaje1</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>INTERFACE</td></tr>
<tr><td colspan="2">Boundary - inlet_flow</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>MASS-FLOW-INLET</td></tr>
<tr><td colspan="2">Boundary - inlet_p</td></tr>
<tr><td>Type</td><td>PRESSURE-INLET</td></tr>
</table>

```
 iter  continuity  x-velocity  y-velocity  z-velocity           k       omega  velocidad-  velocidad-  presion-ab  presion-di  presion-es     time/iter
  694  2.4827e-03  2.0460e-04  2.7525e-04  1.6044e-04  5.9202e-04  3.8372e-04  2.1899e+00  1.4277e+00  4.0887e+05  3.1711e+03  3.0754e+05  0:00:05    6

Reversed flow on 518 faces (79.4% area) of pressure-inlet 14.
  695  2.6387e-03  2.1126e-04  2.8028e-04  1.6247e-04  5.8699e-04  3.9042e-04  2.1884e+00  1.4277e+00  4.0884e+05  3.1680e+03  3.0752e+05  0:00:05    5

Reversed flow on 527 faces (82.0% area) of pressure-inlet 14.
  696  2.7055e-03  2.0995e-04  2.7918e-04  1.6948e-04  5.9890e-04  3.9370e-04  2.1869e+00  1.4277e+00  4.0885e+05  3.1650e+03  3.0753e+05  0:00:04    4

Reversed flow on 516 faces (79.2% area) of pressure-inlet 14.
  697  3.2105e-03  2.2886e-04  3.0212e-04  1.6830e-04  6.0075e-04  3.8970e-04  2.1855e+00  1.4277e+00  4.0879e+05  3.1621e+03  3.0746e+05  0:00:03    3

Reversed flow on 515 faces (80.0% area) of pressure-inlet 14.
  698  2.5780e-03  2.0467e-04  2.6984e-04  1.7130e-04  5.9229e-04  3.8959e-04  2.1841e+00  1.4277e+00  4.0878e+05  3.1592e+03  3.0745e+05  0:00:02    2

Reversed flow on 516 faces (79.7% area) of pressure-inlet 14.
  699  2.3937e-03  2.0147e-04  2.6220e-04  1.6366e-04  5.9915e-04  3.8842e-04  2.1827e+00  1.4277e+00  4.0872e+05  3.1563e+03  3.0739e+05  0:00:01    1

Reversed flow on 521 faces (81.1% area) of pressure-inlet 14.
  700  2.3303e-03  1.9431e-04  2.6790e-04  1.6033e-04  5.9331e-04  3.8720e-04  2.1813e+00  1.4277e+00  4.0870e+05  3.1535e+03  3.0737e+05  0:00:00    0
Registering ReportDefFiles, ("C:\Users\carlo\Documents\ITH\Residencias\Trabajo\Fluent\Simulacion 1\simulacion1_files\dp0\FFF\Fluent\.\presion-din-rfile.out
```

Table 4. Boundary Physics for FFF

5 I ANSYS MODELO 2

1. File Report

Case	FFF
File Path	C:\Users\carlo\Documents\ITH\Residencias\Trabajo\Fluent\Simulacion 2\Simulacion2_files\dp0\FFF\Fluent\FFF-2-00500.dat.gz
File Date	06 December 2020
File Time	05:43:23 PM
File Type	FLUENT
File Version	20.2.0

Table 1. File Information for FFF

2. Mesh Report

Domain	Nodes	Elements	Tetrahedra	Wedges	Pyramids	Hexahedra	Polyhedra
impulsor	6856	32669	32669	0	0	0	0
pieza1	4596	21499	21499	0	0	0	0
pieza2	1046	3666	3666	0	0	0	0
pieza_3 ensamblaje1	2192	1755	0	60	0	1695	0
All Domains	14690	59589	57834	60	0	1695	0

Table 2. Mesh Information for FFF

3. Physics Report

Domain - impulsor	
Type	solid
Domain - pieza1	
Type	cell
Domain - pieza2	
Type	cell
Domain - pieza_3 ensamblaje1	
Type	cell

Table 3. Domain Physics for FFF

Domain	Boundaries	
impulsor	**Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_6 src impulsor**	
	Type	INTERFACE
	Boundary - wall impulsor	
	Type	WALL
pieza1	**Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_6 trg pieza1**	
	Type	INTERFACE
	Boundary - contact_region_7 src	
	Type	INTERFACE
pieza2	**Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_6 src pieza2**	
	Type	INTERFACE
	Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_6 trg pieza2	
	Type	INTERFACE
	Boundary - outlet_flow	
	Type	MASS-FLOW-INLET
	Boundary - wall pieza2	
	Type	WALL
pieza_3 ensamblaje1	**Boundary - contact_region_7 trg**	
	Type	INTERFACE
	Boundary - inlet_flow	
	Type	MASS-FLOW-INLET
	Boundary - inlet_p	
	Type	PRESSURE-INLET

```
Reversed flow on 1 face (0.2% area) of pressure-inlet 14.
  498  2.1166e-03  6.5784e-05  1.3267e-04  6.3100e-05  3.0394e-04  1.6933e-04  1.4277e+00  1.7992e+00  2.5232e+03  2.9516e+05  3.9648e+05  0:00:01    2

Reversed flow on 1 face (0.2% area) of pressure-inlet 14.
  499  2.1480e-03  6.5596e-05  1.3252e-04  6.2820e-05  3.0217e-04  1.6834e-04  1.4277e+00  1.7991e+00  2.5225e+03  2.9519e+05  3.9651e+05  0:00:01    1

Reversed flow on 1 face (0.2% area) of pressure-inlet 14.
  500  2.1737e-03  6.5216e-05  1.3235e-04  6.2459e-05  3.0045e-04  1.6741e-04  1.4277e+00  1.7990e+00  2.5218e+03  2.9523e+05  3.9655e+05  0:00:00    0
```

Table 4. Boundary Physics for FFF

6 I ANSYS MODELO 3

1. File Report

Case	FFF
File Path	C:\Users\carlo\Documents\ITH\Residencias\Trabajo\Fluent\Simulacion 3\simulacion 3_files\dp0\FFF\Fluent\FFF.1-5-02500.dat.gz
File Date	02 December 2020
File Time	08:55:00 PM
File Type	FLUENT
File Version	20.2.0

Table 1. File Information for FFF

2. Mesh Report

Domain	Nodes	Elements
impulsor	12513	62320
pieza1	10012	48614
pieza2	1041	3626
pieza_3 ensamblaje1	2192	1755
All Domains	25758	116315

Table 2. Mesh Information for FFF

3. Physics Report

Domain - impulsor	
Type	solid
Domain - pieza1	
Type	cell
Domain - pieza2	
Type	cell
Domain - pieza_3 ensamblaje1	
Type	cell

Table 3. Domain Physics for FFF

Domain	Boundaries	
impulsor	**Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_8 src impulsor**	
	Type	INTERFACE
	Boundary - contact_region_4 contact_region_9 src impulsor	
	Type	INTERFACE
	Boundary - wall impulsor	
	Type	WALL
pieza1	**Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_8 trg pieza1**	
	Type	INTERFACE
	Boundary - contact_region_4 contact_region_9 src pieza1	
	Type	INTERFACE
	Boundary - wall_impulsor contact_region_2 contact_region_3 contact_region_8 trg	
	Type	INTERFACE
pieza2	**Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_8 src pieza2**	
	Type	INTERFACE
	Boundary - contact_region_2 contact_region_3 contact_region_8 trg pieza2	
	Type	INTERFACE
	Boundary - inlet_ps	
	Type	WALL
	Boundary - outlet_flow	
	Type	MASS-FLOW-INLET
	Boundary - wall pieza2	
	Type	WALL
pieza_3 ensamblaje1	**Boundary - contact_region_4 contact_region_9 trg**	
	Type	INTERFACE
	Boundary - inlet_flow	
	Type	MASS-FLOW-INLET
	Boundary - inlet_pe	
	Type	PRESSURE-INLET

```
  iter  continuity  x-velocity  y-velocity  z-velocity           k       omega  presion-ab  velocidad-  velocidad-  presion-di  presion-es  presion-to     time/iter
  2495  1.9143e-03  6.1027e-05  4.7306e-05  2.3096e-05  9.6741e-05  5.5286e-05  4.1309e+05  1.4277e+00  1.7803e+00  2.3632e+03  3.1176e+05  3.1413e+05  0:00:13    5
  2496  1.9090e-03  6.0790e-05  4.7504e-05  2.3294e-05  9.6748e-05  5.5038e-05  4.1308e+05  1.4277e+00  1.7802e+00  2.3634e+03  3.1176e+05  3.1412e+05  0:00:12    4
  2497  1.8948e-03  6.0745e-05  4.7165e-05  2.3010e-05  9.6795e-05  5.4946e-05  4.1309e+05  1.4277e+00  1.7802e+00  2.3635e+03  3.1177e+05  3.1413e+05  0:00:08    3
  2498  1.8875e-03  6.0389e-05  4.7280e-05  2.3178e-05  9.6820e-05  5.4615e-05  4.1309e+05  1.4277e+00  1.7802e+00  2.3637e+03  3.1176e+05  3.1413e+05  0:00:05    2
  2499  1.8756e-03  6.0384e-05  4.7060e-05  2.2929e-05  9.6915e-05  5.4490e-05  4.1310e+05  1.4277e+00  1.7801e+00  2.3638e+03  3.1177e+05  3.1414e+05  0:00:02    1
  2500  1.8632e-03  5.9996e-05  4.7083e-05  2.3020e-05  9.6967e-05  5.4210e-05  4.1309e+05  1.4277e+00  1.7801e+00  2.3639e+03  3.1176e+05  3.1413e+05  0:00:00    0
Registering ReportDefFiles, ("C:\Users\carlo\Documents\ITH\Residencias\Trabajo\Fluent\Simulacion 3\simulacion 3_files\dp0\FFF\Fluent\.\report-file-0.out")
Note: zone-surface: cannot create surface from sliding interface zone.
```

Table 4. Boundary Physics for FFF

www.atenaeditora.com.br
contato@atenaeditora.com.br
@atenaeditora
www.facebook.com/atenaeditora.com.br

Diseño, modelado y simulación fluidodinâmica

de bomba centrífuga para flujo incompresible

Atena Editora
Ano 2023

www.atenaeditora.com.br
contato@atenaeditora.com.br
@atenaeditora
www.facebook.com/atenaeditora.com.br

Diseño, modelado y simulación fluidodinâmica

de bomba centrífuga para flujo incompresible

Atena Editora
Ano 2023